

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-346187
(43)Date of publication of application : 12.12.2000

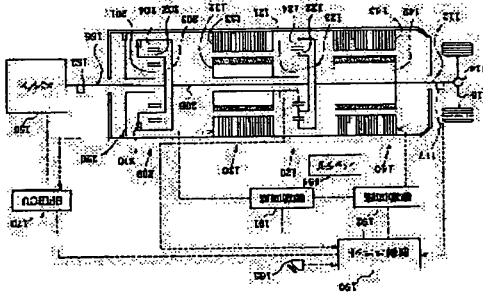
(51)Int.Cl.

F16H 61/00
B60K 5/00
B60K 8/00
B60K 17/04
B60L 11/14
B60L 15/20
H02K 7/10
H02P 15/00

(21)Application number : 11-158138 (71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP
(22)Date of filing : 04.06.1999 (72)Inventor : ABE TETSUYA

(54) HYBRID VEHICLE AND ITS CONTROL METHOD

(57)Abstract:
PROBLEM TO BE SOLVED: To improve operating efficiency of a hybrid vehicle.
SOLUTION: A motor 130 is connected to a sun gear 121 of a planetary gear 120, a drive shaft 112 and an assist motor 140 are connected to a ring gear 124, and an engine 150 is connected to a planetary carrier 123 through a planetary gear 200 constituting a speed change mechanism. Power output from the engine 150 is distributed into two parts by the planetary gear 120, while regenerating partly the power as the electric power in the motor 130, the rest of the power is output to the drive shaft 122. The regenerated power is supplied to the assist motor 140, and torque output to the drive shaft is added. In accordance with a running condition of a vehicle, speed change ratio is controlled so as to decrease a difference between input/output rotational speeds of the planetary gear 120. As the result, regenerative electric power at torque change time can be suppressed, a loss according to the conversion between power and electric power can be reduced.

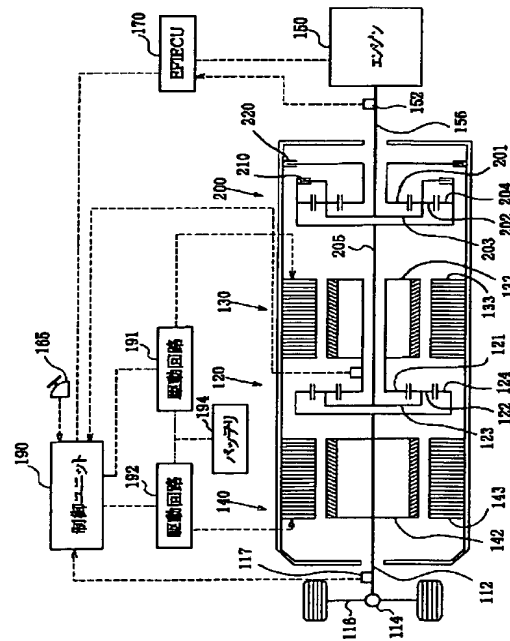


LEGAL STATUS

[Date of request for examination]
[Date of sending the examiner's decision of rejection]
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]
[Date of final disposal for application]
[Patent number]

[Date of registration]
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]
[Date of extinction of right]

Copyright (C) 1998,2003 Japan Patent Office



【特許請求の範囲】

【請求項１】 出力軸を有するエンジンと、動力を出力するための駆動軸と、前記出力軸側に結合された第１の回転軸と前記駆動軸側に結合された第２の回転軸とを有し動力と電力との交換を介して該第１の回転軸の回転数およびトルクを変換して該第２の回転軸に出力可能なトルク変換手段とを備えるハイブリッド車両であって、前記エンジンから出力された動力が前記駆動軸に出力されるまでの経路中に介在し、所定の変速比で動力を伝達する変速機を備えるハイブリッド車両。

【請求項２】 請求項１記載のハイブリッド車両であって、前記駆動軸の目標動力を、目標回転数および目標トルクの組合せで設定する目標動力設定手段と、前記目標動力に応じ、運転効率を優先して設定された回転数およびトルクで前記エンジンを運転するエンジン制御手段と、前記変速機を制御して、前記第１の回転軸の入力回転数と第２の回転軸の出力回転数との差が、予め設定された所定範囲内となる変速比を実現する変速機制御手段とを備えるハイブリッド車両。

【請求項３】 請求項２記載のハイブリッド車両であって、前記変速機は、前記ハイブリッド車両の走行領域において、前記入力回転数と前記出力回転数との大小関係を、少なくとも、該トルク変換手段による変換効率が高い側の関係に維持可能な範囲で設定された変速比で動力を伝達する機構であり、前記変速機制御手段は、該変速機を制御して、前記入力回転数と出力回転数の大小関係を、前記変換効率が高い側の関係に維持する手段であるハイブリッド車両。

【請求項４】 請求項３記載のハイブリッド車両であって、前記トルク変換手段は、前記第１の回転軸および第２の回転軸に結合され、電力のやりとりによって、該第１の回転軸の動力を少なくとも回転数の異なる動力に調整して該第２の回転軸に伝達する動力調整装置と、前記第２の回転軸に結合された電動機とを備える手段であり、前記変換効率が高い側の関係は、前記入力回転数が前記出力回転数よりも大きい関係であるハイブリッド車両。

【請求項５】 請求項３記載のハイブリッド車両であって、前記トルク変換手段は、前記第１の回転軸および第２の回転軸に結合され、電力のやりとりによって、前記第１の回転軸の動力を少なくとも回転数の異なる動力に調整して第２の回転軸に伝達する動力調整装置と、前記第１の回転軸に結合された電動機とを備える手段で

あり、

前記変換効率が高い側の関係は、前記入力回転数が前記出力回転数よりも小さい関係であるハイブリッド車両。

【請求項６】 前記変速機が、前記出力軸とトルク変換手段との間に設けられた請求項１記載のハイブリッド車両。

【請求項７】 前記変速機が、前記トルク変換手段と前記駆動軸との間に設けられた請求項１記載のハイブリッド車両。

【請求項８】 請求項１記載のハイブリッド車両であって、前記変速機は、３つの回転軸のうち、２つの回転軸が前記出力軸側および前記駆動軸側にそれぞれ結合されたプラネタリギヤと、該プラネタリギヤの残余の回転軸について、選択的に回転および制止可能な制止手段と、前記２つの回転軸同士を選択的に結合および解放可能な結合手段とを備える機構であるハイブリッド車両。

【請求項９】 請求項１記載のハイブリッド車両であって、前記トルク変換手段は、ロータ軸を有する発電機と、３つの回転軸を有し、該回転軸が前記出力軸、駆動軸、およびロータ軸にそれぞれ結合されたプラネタリギヤと、前記第１の回転軸または第２の回転軸の一方に結合された電動機とを備える手段であるハイブリッド車両。

【請求項１０】 請求項１記載のハイブリッド車両であって、前記トルク変換手段は、前記第１の回転軸に結合された第１のロータと、前記第２の回転軸に結合された第２のロータとを有する対ロータ電動機と、前記第１の回転軸または第２の回転軸の一方に結合された電動機とを備える手段であるハイブリッド車両。

【請求項１１】 出力軸を有するエンジンと、動力を出力するための駆動軸と、前記出力軸側に結合された第１の回転軸と前記駆動軸側に結合された第２の回転軸とを有し動力と電力との交換を介して該第１の回転軸の回転数およびトルクを変換して該第２の回転軸に出力可能なトルク変換手段と、前記エンジンから出力された動力が前記駆動軸に出力されるまでの経路中に介在し、所定の変速比で動力を伝達する変速機とを備えるハイブリッド車両の運転を制御する制御方法であって、（ａ） 前記駆動軸の目標動力を、目標回転数および目標トルクの組合せで設定する工程と、（ｂ） 前記目標動力に応じ、運転効率を優先して設定された回転数およびトルクで前記エンジンを運転する工程と、（ｃ） 前記第１の回転軸の入力回転数と第２の回転軸の出力回転数との差が、

予め設定された所定範囲内となるよう、前記変速機の変速比を制御する工程とを備える制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、少なくともエンジンを動力源として走行可能なパラレルハイブリッド車両に関する。

【0002】

【従来の技術】近年、エンジンと電動機とを動力源とするハイブリッド車両が提案されている（例えば特開平9-47094に記載の技術等）。ハイブリッド車両の一種としていわゆるパラレルハイブリッド車両がある。パラレルハイブリッド車両は、エンジンの回転数およびトルクを、トルク変換手段によって、動力と電力との変換を介して目標回転数および目標トルクに変換して駆動軸に出力し走行する。トルク変換手段には、電力のやりとりによって動力を調整しつつ伝達する動力調整装置と電動機とからなる構成が適用される。エンジンから出力された動力は、その一部が動力調整装置により駆動軸に伝達され、残余の動力が電力として回生される。この電力はバッテリーに蓄電されたり、エンジン以外の動力源としての電動機を駆動するのに用いられる。パラレルハイブリッド車両は、エンジンから出力された動力を任意の回転数およびトルクで駆動軸に出力することができ、駆動軸から出力すべき要求動力に関わらずエンジンは運転効率の高い運転ポイントを選択して運転することができるため、燃費および排気浄化性に優れている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記構成のパラレルハイブリッド車両では、電力と動力との変換を通じてトルク変換を行う。電力と動力との変換には、所定の損失が伴うのが通常である。かかる損失に起因して、従来のパラレルハイブリッド車両では、走行可能な運転領域全般で十分に高い運転効率を維持することができなかった。例えば、高速運転領域や高トルクが要求される運転領域などでは、運転効率が低下することがあった。

【0004】また、従来のハイブリッド車両では、トルク変換時に動力の循環が発生して運転効率が低下することがあった。動力の循環について具体的に説明する。図22は電動機を駆動軸に結合したハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。ここでは、動力調整装置として、プラネタリギヤPGと発電機Gとを適用した場合を示した。プラネタリギヤPGは遊星歯車とも呼ばれ、中心で回転するサンギヤ、その周囲を自転しながら公転するプラネタリピニオンギヤ、さらにその外周で回転するリングギヤから構成される。プラネタリピニオンギヤはプラネタリキャリアに軸支されている。プラネタリギヤPGは、周知の通り、サンギヤ、プラネタリキャリア、リングギヤの3者の要素うち、2者の要素の回転状態が決定されると残余の要素の回転状態が決定されると

いう機械的性質を有している。かかる性質に基づき、プラネタリギヤPGは、一つの要素に入力された動力を他の2つの要素に分配して伝達することができる。図22に例示した構成では、サンギヤに発電機Gが結合され、プラネタリキャリアにエンジンEGが結合され、リングギヤに電動機AMおよび駆動軸DSが結合される。プラネタリギヤPG、発電機G、および電動機AMがトルク変換装置TCを構成する。かかる構成では、エンジンの回転数よりも駆動軸の回転数が低いアンダードライブ走行時に運転効率が上がる特性がある。

【0005】図23は電動機を駆動軸に結合したハイブリッド車両において、エンジンの回転数が駆動軸の回転数よりも高い状態における動力の伝達の様子を示す説明図である。エンジンEGから出力される動力は、回転数を低減するとともにトルクを増大して駆動軸DSから出力される。エンジンEGから出力された動力PU1は、プラネタリギヤPGによって2つに分配され、一部は回転数およびトルクが低減された動力PU2として伝達される。残余の部分は発電機Gに伝達される。この動力で発電機Gが駆動されると、発電が行われるため、エンジンEGから出力された動力の一部は電力EU1として回生される。この電力EU1によってアシストモータAMを力行し、不足分のトルクを補償することによって、要求された回転数およびトルクからなる動力PU3が駆動軸DSに出力される。

【0006】図24は電動機を駆動軸に結合したハイブリッド車両において、エンジンの回転数が駆動軸の回転数よりも低い状態における動力の伝達の様子を示す説明図である。エンジンEGから出力された動力PU1は、発電機Gを駆動することによって、増速された動力PU4としてプラネタリギヤPGから下流側に伝達される。次に、アシストモータAMで負荷を与えて、余剰のトルクを低減することによって、要求された回転数およびトルクからなる動力PU3が駆動軸DSに出力される。アシストモータAMでは動力PU4の一部を電力EU2として回生することによって負荷を与える。この電力は発電機Gの力行に用いられる。

【0007】両者を比較すると、エンジンEGの回転数が駆動軸の回転数よりも高い場合（図23）では、エンジンから出力された動力が駆動軸に伝達される経路において、上流側に位置する動力調整装置PG+Gで回生された電力が下流側に位置するアシストモータAMに供給される。エンジンEGの回転数が駆動軸の回転数よりも低い場合（図24）では、逆に、下流側に位置するアシストモータAMで回生された電力が上流側に位置する動力調整装置PG+Gに供給される。動力調整装置PG+Gに供給された電力は、再び機械的な動力として下流側に位置するアシストモータAMに供給される。この結果、図24中に示す動力の循環 η 1が生じる。動力の循環 η 1が生じると、エンジンEGから出力された動力の

うち、有効に駆動軸D Sに伝達される動力が低減するため、ハイブリッド車両の運転効率が低下する。

【0008】逆に、電動機を出力軸に結合した場合は、エンジン、電動機、動力調整装置の順に結合した構成となる。図25は電動機を出力軸に結合したハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。図示する通り、エンジンE Gの出力軸C Sに電動機A Mが結合され、駆動軸D Sに動力調整装置としてのプラネタリギヤP Gおよび発電機Gが結合される。かかる構成では、逆に、エンジンの回転数よりも駆動軸の回転数が高いオーバードライブ走行時に運転効率が高くなる特性がある。

【0009】図26は電動機を出力軸に結合したハイブリッド車両において、エンジンの回転数が駆動軸の回転数よりも高い状態における動力の伝達の様子を示す説明図である。図27は電動機を出力軸に結合したハイブリッド車両において、エンジンの回転数が駆動軸の回転数よりも低い状態における動力の伝達の様子を示す説明図である。伝達される動力について、回転数の調整はプラネタリギヤP Gでのみ可能であるため、電動機を出力軸に結合したハイブリッド車両では、駆動軸に結合した場合と逆の現象が起きる。エンジンE Gの回転数が駆動軸の回転数よりも低い場合(図26)では、下流側に位置する動力調整装置P G+Gで再生された電力E O 1が上流側に位置するアシストモータA Mに供給される。逆に、エンジンE Gの回転数が駆動軸の回転数よりも高い場合(図27)では、上流側に位置するアシストモータA Mにより再生されたE O 2が下流側に位置する動力調整装置P G+Gに供給される。従って、電動機をエンジンの出力軸に結合した状態では、前者の場合に図26に示す動力の循環 γ 2が生じ、ハイブリッド車両の運転効率が低下する。

【0010】このように従来のハイブリッド車両では、電動機A Mの結合先に応じて特定の走行領域において動力の循環が生じ運転効率が低下する。動力の循環を生じないよう、車両の運転状態に応じて電動機A Mの結合先をエンジンの出力軸C Sと駆動軸D Sとの間で切り換えることも可能ではある。しかしながら、かかる場合には、電動機A Mの結合先を切り換えを実現するため装置構成が複雑化したり、切り換え時にトルクショックが生じ、車両の乗り心地や応答性を低下させるなどの新たな課題を生じる。

【0011】本発明は、上述の課題の少なくとも一部を解決するためになされたものであり、エンジンからの動力の一部を直接駆動軸に出力可能なパラレルハイブリッド車両において、広範な領域で高効率での運転を実現可能なハイブリッド車両を提供することを目的とする。

【0012】

【課題を解決するための手段およびその作用・効果】上記課題の少なくとも一部を解決するために、本発明は以下の構成を採用した。本発明のハイブリッド車両は、出

力軸を有するエンジンと、動力を出力するための駆動軸と、前記出力軸側に結合された第1の回転軸と前記駆動軸側に結合された第2の回転軸とを有し動力と電力との変換を介して該第1の回転軸の回転数およびトルクを変換して該第2の回転軸に出力可能なトルク変換手段とを備えるハイブリッド車両であって、前記エンジンから出力された動力が前記駆動軸に出力されるまでの経路中に介在し、所定の変速比で動力を伝達する変速機を備えることを要旨とする。

【0013】ハイブリッド車両における損失は主にトルク変換手段で発生する。上記構成のハイブリッド車両では、電力と動力との変換を介してエンジンから出力された動力をトルク変換して駆動軸に出力することができ、電力と動力との変換には所定のエネルギー損失が生じるのが通常である。このエネルギー損失が大きくなれば、ハイブリッド車両の運転効率は低下する。

【0014】エンジンから駆動軸に機械的に伝達される動力(以下、直達動力と呼ぶ)の回転数およびトルクと駆動軸に出力すべき目標回転数および目標トルクとが一致する場合には、トルク変換の必要はない。この場合、電力と動力との変換はなされないから、運転効率は高い。これに対し、直達動力の回転数およびトルクが、駆動軸の目標回転数および目標トルクと異なる場合には、電力と動力との変換を介してトルク変換を行う。即ち、エンジンから出力される動力の一部を機械的な直達動力として駆動軸に出力しつつ、残余の動力を電力に一旦置換する。この電力を用いてトルク変換手段の内部に設けられた電動機を駆動し、直達動力と駆動軸の目標動力との差を補償し、目標回転数および目標トルクからなる動力を駆動軸に出力する。直達動力と駆動軸の目標動力との差が大きくなれば、電力と動力の変換量が大きくなるため、変換時に生じる損失も大きくなる。この結果、ハイブリッド車両の運転効率が低下する。

【0015】本発明のハイブリッド車両によれば、上記変速機の作用により、直達動力と駆動軸の目標動力との差を抑制することができる。直達動力の回転数が目標動力の回転数よりも非常に小さく、トルク変換手段で増速が必要な走行状態を考える。かかる場合に、本発明のハイブリッド車両によれば、変速機を増速側に切り換えることにより、エンジンからの直達動力の回転数を増速することができる。トルク変換手段では、増速された直達動力と目標動力との差を調整する変換を行えば済むため、電力と動力との変換量を低減することができる。換言すれば、駆動軸に出力される動力のうち、直達動力の割合を増大することができる。この結果、トルク変換装置で生じる損失を抑制でき、ハイブリッド車両の運転効率を向上することができる。

【0016】直達動力の回転数が目標動力の回転数よりも非常に高く、トルク変換手段で減速が必要な走行状態においても同様に運転効率を向上することができる。か

かる場合は、換言すれば、直達動力のトルクが目標動力のトルクよりも非常に低く、トルク変換手段でトルク付加が必要な走行状態に相当する。本発明のハイブリッド車両によれば、かかる走行状態においては、変速比を減速側に切り換えることにより、エンジンからの直達動力のトルクを増大することができる。従って、トルク変換手段では、トルク付加された直達動力と目標動力との差違を調整する変換を行えば済むため、電力と動力との変換量を低減することができ、ハイブリッド車両の運転効率を向上することができる。

【0017】なお、上記変速機は、いわゆる無段階で変速可能な機構を用いることも可能ではあるが、予め設定された一定の変速比で変速可能な機構を用いることが望ましい。ハイブリッド車両では、トルク変換手段により、エンジンから出力される回転数を任意の回転数およびトルクに変更して出力可能であるから、更に無段階の変速機を設ける必要性は低い。無段階の変速機を設けることにより、却って、装置構成の複雑化、大型化などの新たな課題を招く可能性もある。これに対し、予め設定された一定の変速比の変速機は、簡易な構成であるため、装置の複雑化、大型化、製造コストの増大などの弊害少なく、組み込むことができる。また、トルク変換手段における電力と動力の変換を抑制するという目的は、一定の変速比で変速することにより十分達成することができる。かかる観点から、上記変速機は、予め設定された一定の変速比で変速可能な機構を用いることが望ましい。

【0018】変速機は、2以上の変速比を実現できるものであればよい。変速比は、必ずしも、減速側と増速側の双方を備えている必要はない。例えば、変速比の入力側と出力側とを直結した状態と、減速または増速のいずれか一方の状態とで切り換え可能な変速機を用いるものとしても構わない。当然、変速機が切り換え可能な変速比が多い程、より高い効率での運転を実現可能となることはいままでのない。

【0019】本発明のハイブリッド車両においては、上記変速機の切り換えを手動で行うものとしても構わないが、前記駆動軸の目標動力を、目標回転数および目標トルクの組合せで設定する目標動力設定手段と、前記目標動力に応じ、運転効率を優先して設定された回転数およびトルクで前記エンジンを運転するエンジン制御手段と、前記変速機を制御して、前記第1の回転軸の入力回転数と第2の回転軸の出力回転数との差が、予め設定された所定範囲内となる変速比を実現する変速機制御手段とを備えることが望ましい。

【0020】かかる構成によれば、変速機の変速比を自動制御することができ、ハイブリッド車両を高い効率で運転することができる。また、運転者に負担をかけることなく、変速機の切り換えを行うことができるため、ハイブリッド車両の利便性を向上することができる。な

お、入力回転数と出力回転数との差について、上記制御の基準となる所定範囲は、ハイブリッド車両の走行領域、および目標とする運転効率などを考慮し、車両の構成に応じて種々適切な値を設定することができる。

【0021】また、本発明のハイブリッド車両において、前記変速機は、前記ハイブリッド車両の走行領域において、前記入力回転数と前記出力回転数との大小関係を、少なくとも、該トルク変換手段による変換効率が高い側の関係に維持可能な範囲で設定された変速比で動力を伝達する機構であり、前記変速機制御手段は、該変速機を制御して、前記入力回転数と出力回転数の大小関係を、前記変換効率が高い側の関係に維持する手段であるものとすることが望ましい。

【0022】ハイブリッド車両のトルク変換手段では、先に図22～図27を用いて具体的に説明した通り、第1の回転軸の入力回転数と第2の回転軸の出力回転数との大小関係に応じて動力の循環が生じ、効率が低下する場合がある。動力の循環は、トルク変換手段の構成に応じて、入力回転数および出力回転数が所定の大小関係にある場合に生じる。上記ハイブリッド車両によれば、車両の走行領域のほぼ全般において入力回転数と出力回転数との大小関係をより効率が低い側に維持することができる。なお、上記構成のハイブリッド車両は、トルク変換時における効率の低下を抑制するものである。従って、上記変速機制御手段は、トルク変換が行われる走行領域において上記大小関係を一定の状態に維持するものであればよい。トルク変換が必要とされない走行領域においてまで必ずしも上記大小関係を維持する必要はない。

【0023】入力回転数と出力回転数との大小関係を維持するハイブリッド車両について、より具体的には、次の態様が望ましい。第1の態様は、前記トルク変換手段が、前記第1の回転軸および第2の回転軸に結合され、電力のやりとりによって、該第1の回転軸の動力を少なくとも回転数の異なる動力に調整して該第2の回転軸に伝達する動力調整装置と、前記第2の回転軸に結合された電動機とを備える手段である場合には、前記変換効率が高い側の関係は、前記入力回転数が前記出力回転数よりも大きい関係である。

【0024】第1の態様は、先に図22に示した態様に相当する。図22中のプラネタリギヤPGおよび発電機Gが上述の動力調整装置に相当し、アシストモータAMが上述の電動機に相当する。もちろん、このことは図22の構成に限定されることを意味するものではない。既に図23、図24で説明した通り、電動機が駆動軸に結合された構成においては、入力回転数が出力回転数よりも低い場合に動力の循環が発生する。第1の態様では、入力回転数が出力回転数よりも高い状態を維持することができるため、高い効率でトルク変換を行うことができる。

【0025】第2の態様は、前記トルク変換手段が、前記第1の回転軸および第2の回転軸に結合され、電力のやりとりによって、前記第1の回転軸の動力を少なくとも回転数の異なる動力に調整して第2の回転軸に伝達する動力調整装置と、前記第1の回転軸に結合された電動機とを備える手段である場合には、前記変換効率が高い側の関係は、前記入力回転数が前記出力回転数よりも小さい関係である。

【0026】第2の態様は、先に図25に示した態様に相当する。もちろん、このことは図25の構成に限定されることを意味するものではない。既に図26、図27で説明した通り、電動機が駆動軸に結合された構成においては、入力回転数が出力回転数よりも高い場合に動力の循環が発生する。第2の態様では、入力回転数が出力回転数よりも低い状態を維持することができるため、高い効率でトルク変換を行うことができる。

【0027】本発明のハイブリッド車両において、前記変速機を設ける場所は、種々の選択が可能である。例えば、前記変速機を、前記出力軸とトルク変換手段との間に設けることができる。また、前記変速機を、前記トルク変換手段と前記駆動軸との間に設けることもできる。もちろん、前記出力軸とトルク変換手段の間、およびトルク変換手段と駆動軸の間の双方に変速機をそれぞれ設けるものとしてもよい。

【0028】前者の態様、即ち、変速機をエンジンEGの出力軸とトルク変換手段との間に介在させるものとするれば、エンジンEGから出力される動力を変速してトルク変換手段に入力することができる。即ち、トルク変換手段の入力回転数側を変速することにより、入力回転数と出力回転数との差を所定の範囲内に制御することができる。

【0029】後者の態様、即ち、変速機をトルク変換手段と駆動軸の間に介在させるものとするれば、トルク変換手段から出力される動力を変速して駆動軸に出力することができる。こうすることにより、駆動軸の目標回転数と出力回転数とを異なる値とすることができる。従って、後者の態様によれば、トルク変換手段の出力回転数側を変速することにより、入力回転数と出力回転数との差を所定の範囲内に制御することができる。

【0030】上述の2つの態様のうち、いずれを選択するものとしても構わない。エンジンEGから出力されるトルクおよび回転数の範囲、駆動軸に要求されるトルクおよび回転数の範囲、トルク変換手段に許容されるトルクおよび回転数の範囲を考慮して適宜選択することができる。例えば、エンジンから非常に大きなトルクの動力が出力される場合には、変速機をエンジンとトルク変換手段との間に介在させ、エンジンからのトルクを低減してトルク変換手段に入力することが望ましい。また、装置全体の構成の複雑化、大型化を回避するよう、変速機の結合部位を選択することも望ましい。

【0031】本発明のハイブリッド車両において、前記変速機も種々の構成を適用することができる。例えば、前記変速機は、3つの回転軸のうち、2つの回転軸が前記出力軸側および前記駆動軸側にそれぞれ結合されたプラネタリギヤと、該プラネタリギヤの残余の回転軸について、選択的に回転および制止可能な制止手段と、前記2つの回転軸同士を選択的に結合および解放可能な結合手段とを備える機構であるものとするることができる。

【0032】プラネタリギヤは、中心で回転するサンギヤ、サンギヤの外周を自転しながら公転するプラネタリビニオンギヤを備えるプラネタリキャリアと、更にその外周で回転するリングギヤとから構成される。上述の3つの回転軸とは、サンギヤ、プラネタリキャリア、リングギヤにそれぞれ結合された回転軸を意味する。出力軸側および駆動軸側に結合とは、必ずしも出力軸および駆動軸に直接結合されている必要はなく、トルク変換手段を介して出力軸または駆動軸に結合されている場合も含む意味である。周知の事実であるが、プラネタリギヤは、これらの3つの回転軸のうち2つの回転軸の回転状態が決まると残余の回転軸の回転状態が決まるという特性を有している。

【0033】上記構成の変速機的作用について説明する。上記2つの回転軸を解放し、上記制止手段によってプラネタリギヤの一つの回転軸の回転を制止した場合を考える。この結果、解放された2つの回転軸について、一方の回転状態が決まれば他方の回転状態も決まるため、両者はギヤで結合されたのと等価な状態になる。結合のギヤ比は、プラネタリギヤのギヤ比によって定まる。一方、上記2つの回転軸を結合するとともに、残余の回転軸を解放した場合を考える。このとき、結合された2つの回転軸は一体的に回転する。従って、出力軸側と駆動軸側の回転軸は直結された状態となる。このように上記構成の変速機によれば、結合手段および制止手段を操作することにより、2つの回転軸を所定の変速比で結合したり、直結したりすることができる。しかも、かかる作用を比較的小型の装置構成で実現することができる。なお、プラネタリギヤの3つの回転軸への結合状態については、種々の態様が選択可能である。

【0034】本発明のハイブリッド車両において、前記トルク変換手段も種々の構成を適用することができる。例えば、前記トルク変換手段は、ロータ軸を有する発電機と、3つの回転軸を有し、該回転軸が前記出力軸、駆動軸、およびロータ軸にそれぞれ結合されたプラネタリギヤと、前記第1の回転軸または第2の回転軸の一方に結合された電動機とを備える手段であるものとするることができる。

【0035】かかる構成によれば、プラネタリギヤの一般的な動作に基づいて、第1の回転軸の動力を駆動軸とロータ軸に分配して伝達することができる。従って、入力された動力の一部を目標回転数に調整しつつ第2の回

回転軸に伝達するとともに、ロータ軸に分配された動力を発電機によって電力として回生することができる。こうして伝達された動力は、トルクのみが駆動軸の目標トルクと相違する。上記電動機を力行運転または回生運転すれば、トルクの相違を補償することができる。上述の構成によれば、かかる作用によってトルク変換手段として機能することができる。

【0036】また、前記トルク変換手段は、前記第1の回転軸に結合された第1のロータと、前記第2の回転軸に結合された第2のロータとを有する対ロータ電動機と、前記第1の回転軸または第2の回転軸の一方に結合された電動機とを備える手段であるものとすることもできる。

【0037】対ロータ電動機によれば、第1のロータと第2のロータとの電磁的な結合により、入力された動力を目標回転数に調整しつつ第2の回転軸に伝達することができる。また、両者間の相対的な滑りによって動力の一部を電力として回生することも可能である。上記電動機を力行運転または回生運転すれば、伝達された動力のトルクと目標トルクとの相違を補償することができる。上述の構成によれば、かかる作用によってトルク変換手段として機能することができる。

【0038】本発明はハイブリッド車両の他、その制御方法として構成することもできる。即ち、本発明の制御方法は、出力軸を有するエンジンと、動力を出力するための駆動軸と、前記出力軸側に結合された第1の回転軸と前記駆動軸側に結合された第2の回転軸とを有し動力と電力との変換を介して該第1の回転軸の回転数およびトルクを変換して該第2の回転軸に出力可能なトルク変換手段と、前記エンジンから出力された動力が前記駆動軸に出力されるまでの経路中に介在し、所定の変速比で動力を伝達する変速機とを備えるハイブリッド車両の運転を制御する制御方法であって、(a) 前記駆動軸の目標動力を、目標回転数および目標トルクの組合せで設定する工程と、(b) 前記目標動力に応じ、運転効率を優先して設定された回転数およびトルクで前記エンジンを運転する工程と、(c) 前記第1の回転軸の入力回転数と第2の回転軸の出力回転数との差が、予め設定された所定範囲内となるよう、前記変速機の変速比を制御する工程とを備える制御方法である。

【0039】かかる制御方法によれば、先にハイブリッド車両で説明したのと同様の作用により、車両を広範な運転領域において高効率で運転することができる。なお、上記制御方法においても、先にハイブリッド車両で説明した種々の付加的要素を紙することができることは言うまでもない。

【0040】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を実施例に基づいて説明する。

(1) 実施例の構成：はじめに、実施例の構成について

図1を用いて説明する。図1は本実施例のハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。このハイブリッド車両の動力系統は、次の構成から成っている。動力系統に備えられたエンジン150は通常のガソリンエンジンであり、クランクシャフト156を回転させる。エンジン150の運転はE F I E C U 1 7 0により制御されている。E F I E C U 1 7 0は内部にCPU、ROM、RAM等を有するワンチップ・マイクロコンピュータであり、ROMに記録されたプログラムに従いCPUがエンジン150の燃料噴射料その他の制御を実行する。これらの制御を可能とするために、E F I E C U 1 7 0にはエンジン150の運転状態を示す種々のセンサが接続されている。その一つとしてクランクシャフト156の回転数を検出する回転数センサ152がある。その他のセンサおよびスイッチなどの図示は省略した。なお、E F I E C U 1 7 0は、制御ユニット190とも電気的に接続されており、制御ユニット190との間で種々の情報を、通信によってやりとりしている。E F I E C U 1 7 0は、制御ユニット190からエンジン150の運転状態に関する種々の指令値を受けてエンジン150を制御している。

【0041】エンジン150は変速機構を構成するプラネタリギヤ200に結合されている。プラネタリギヤ200は、中心で回転するサンギヤ201、その周囲を自転しながら公転するプラネタリピニオンギヤ202、さらにその周囲で回転するリングギヤ204の3種類のギヤから構成されている。プラネタリピニオンギヤ202はプラネタリキャリア203に軸支されている。クランクシャフト156はプラネタリキャリア203に結合されている。変速機構を構成するため、プラネタリギヤ200のサンギヤ201には、その回転を制止するためのブレーキ220が設けられている。また、プラネタリキャリア203とリングギヤとを結合したり解放したりするクラッチ210も設けられている。クラッチ210、ブレーキ220のオン・オフは制御ユニット190により制御される。変速機構の作用については後述する。リングギヤ204の回転軸たるリングギヤ軸205は、上流側に位置するエンジン150から出力された動力が伝達される経路において、さらに下流側に設けられ、動力調整装置を構成するプラネタリギヤ120に結合されている。

【0042】プラネタリギヤ120は、サンギヤ121、プラネタリピニオンギヤ122、リングギヤ124の3種類のギヤから構成されている。プラネタリピニオンギヤ122はプラネタリキャリア123に軸支されている。リングギヤ軸205は、プラネタリキャリア123に結合されている。サンギヤ201には、モータ130が結合されている。リングギヤ204は、アシストモータ140および駆動軸112に結合され、さらにディファレンシャルギヤ114を介して、駆動輪を備えた車

軸116に結合されている。

【0043】モータ130は、同期電動発電機として構成されており、外周面に複数の永久磁石を有するロータ132と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたステータ133とを備える。モータ130はロータ132に備えられた永久磁石による磁界とステータ133に備えられた三相コイルによって形成される磁界との相互作用により回転駆動する電動機として動作し、場合によってはこれらの相互作用によりステータ133に巻回された三相コイルの両端に起電力を生じさせる発電機としても動作する。なお、モータ130は、ロータ132とステータ133との間の磁束密度が円周方向に正弦分布する正弦波着磁モータを適用することも可能であるが、本実施例では、比較的大きなトルクを出力可能な非正弦波着磁モータを採用した。

【0044】モータ130のステータ133は駆動回路191を介してバッテリー194に電気的に接続されている。駆動回路191は内部にスイッチング素子としてのトランジスタを複数備えたトランジスタインバータであり、制御ユニット190と電気的に接続されている。制御ユニット190が駆動回路191のトランジスタのオン・オフの時間をPWM制御するとバッテリー194を電源とする三相交流がモータ130のステータ133に流れる。この三相交流によりステータ133には回転磁界が形成されモータ130は回転する。

【0045】アシストモータ140も、モータ130と同様に同期電動発電機として構成され、外周面に複数の永久磁石を有するロータ142と、回転磁界を形成する三相コイルが巻回されたステータ143とを備える。アシストモータ140は駆動回路192を介してバッテリー194に接続されている。駆動回路192もトランジスタインバータにより構成されており、制御ユニット190に電気的に接続されている。制御ユニット190の制御信号により駆動回路192のトランジスタをスイッチングすると、ステータ143に三相交流が流れて回転磁界を生じ、アシストモータ140は回転する。本実施例では、アシストモータ140として非正弦波着磁モータを適用した。

【0046】本実施例のハイブリッド車両の運転状態は

$$\begin{aligned} N_s &= (1 + \rho) / \rho \times N_c - N_r / \rho ; \\ N_c &= \rho / (1 + \rho) \times N_s + N_r / (1 + \rho) ; \\ N_r &= (1 + \rho) N_c - \rho N_s ; \\ T_s &= T_c \times \rho / (1 + \rho) = \rho T_r ; \\ T_r &= T_c / (1 + \rho) ; \\ \rho &= \text{サンギヤ201の歯数} / \text{リングギヤ202の歯数} \end{aligned} \quad \dots (1)$$

【0049】ここで、 N_s はサンギヤ201の回転数； T_s はサンギヤ201のトルク； N_c はプラネタリキャリア203の回転数； T_c はプラネタリキャリア203のトルク； N_r はリングギヤ204の回転数； T_r はリ

制御ユニット190により制御されている。制御ユニット190もEFIECU170と同様、内部にCPU、ROM、RAM等を有するワンチップ・マイクロコンピュータであり、ROMに記録されたプログラムに従い、CPUが後述する種々の制御処理を行うよう構成されている。これらの制御を可能とするために、制御ユニット190には、各種のセンサおよびスイッチが電気的に接続されている。制御ユニット190に接続されているセンサおよびスイッチとしては、アクセルペダルの操作量を検出するためのアクセルペダルポジションセンサ165、車軸116の回転数を検出する回転数センサ117等が挙げられる。制御ユニット190は、EFIECU170とも電気的に接続されており、EFIECU170との間で種々の情報を、通信によってやりとりしている。制御ユニット190からエンジン150の制御に必要な情報をEFIECU170に出力することにより、エンジン150を間接的に制御することができる。逆にエンジン150の回転数などの情報をEFIECU170から入力することもできる。

【0047】本実施例のハイブリッド車両は、変速機構を構成するクラッチ210およびブレーキ220のオン・オフを変更すると、プラネタリギヤ200の作用により、エンジン150をプラネタリギヤ120に結合する際の変速比を変更することができる。図2は変速機構の動作について示す説明図である。クラッチ210のオン・オフおよびブレーキ220のオン・オフで実現される4通りの組合せについて示した。なお、クラッチ210およびブレーキ220のオン・オフは制御ユニット190により制御される。

【0048】変速機構の動作を説明するため、まず、プラネタリギヤ200の一般的な性質について説明する。プラネタリギヤ200は、サンギヤ201、プラネタリキャリア203およびリングギヤ204のそれぞれに結合された回転軸の回転数およびトルクに以下の関係が成立することが機構学上よく知られている。即ち、上記3つの回転軸のうち、2つの回転軸の動力状態が決定されると、以下の関係式に基づいて残余の一つの回転軸の動力状態が決定される。

ングギヤ204のトルク；である。

【0050】変速機構は、プラネタリギヤ200の上記性質に基づいて、以下に示す通り、変速比を切り替えることができる。図2の左上には、結合状態Aとして、ク

ラッチ210およびブレーキ220を共にオンにした場合の状態を示した。ブレーキ220がオンとなっているため、サンギヤ201の回転は制止され、回転数は0となる。また、クラッチ210がオンになっているため、リングギヤ204とプラネタリキャリア203とは結合され、両者は一体的に回転する。この結果、上式(1)のNsに値0を代入し、 $N_c = N_r$ を代入すれば明らかな通り、プラネタリギヤ200は全てのギヤの回転数が値0となる。従って、結合状態Aでは、走行することができない。

【0051】右上には、結合状態Bとして、クラッチ210をオフにし、ブレーキ220をオンにした場合の結合状態を示した。ブレーキ220がオンになっているため、サンギヤ201の回転数Nsは値0である。一方、クラッチ210がオフになっているため、リングギヤ204とプラネタリキャリア203とは異なる回転数で回転可能である。上式(1)のNsに値0を代入すれば明らかな通り、リングギヤ204の回転数Nrと、プラネタリキャリア203の回転数Ncの関係は、「 $N_r = (1 + \rho) N_c$ 」で与えられる。即ち、エンジン150は1+ ρ 倍の回転数に増速されてプラネタリギヤ120に結合されたのと等価な状態となる。

【0052】図3はクラッチ210をオフにし、ブレーキ220をオンにした場合と等価な結合状態を模式的に示す説明図である。等価な構成においては、図示する通り、エンジン150は固定の変速ギヤTG1、TG2を介してプラネタリギヤ120に結合される。変速ギヤTG1、TG2の変速比は「 $1 / (1 + \rho)$ 」である。即ち、エンジン150の回転数は、上述の通り、「1+ ρ 」倍に増速されてプラネタリギヤ120に伝達される。逆にトルクは「 $1 / (1 + \rho)$ 」倍されてプラネタリギヤ120に伝達される。以下の説明では、結合状態Bを増速結合状態と称する。

【0053】図2の左下には、結合状態Cとして、クラッチ210をオンにし、ブレーキ220をオフにした場合の結合状態を示した。ブレーキ220がオフになっているため、サンギヤ201は自由に回転することができる。一方、クラッチ210がオンになっているため、リングギヤ204とプラネタリキャリア203とは一体的に回転する。結合状態Aと異なり、サンギヤ201の回転が制止されていないため、リングギヤ204およびプラネタリキャリア203の回転は妨げられない。従って、結合状態Cは、エンジン150をプラネタリギヤ120に直結した状態に相当する。図4はクラッチ210をオンにし、ブレーキ220をオフにした場合と等価な結合状態を模式的に示す説明図である。等価な構成では、図示する通り、エンジン150はプラネタリギヤ120に直結される。以下の説明では、結合状態Cを直結状態と称する。

【0054】図2の右下には、結合状態Dとして、クラ

ッチ210およびブレーキ220を共にオフとした場合の結合状態を示した。ブレーキ220がオフになっているため、サンギヤ201は自由に回転することができる。また、クラッチ210も解放されているため、プラネタリキャリア203とリングギヤ204も異なる回転数で回転可能である。かかる状態では、プラネタリキャリア203およびリングギヤ204のうち一方の回転状態が決定されても、他方の回転状態は決定されない。つまり、プラネタリキャリア203とリングギヤ204との間では動力を伝達することができない。これは、エンジン150がプラネタリギヤ120から切り離された状態に相当する。

【0055】変速機構は、上述の通り、クラッチ210およびブレーキ220のオン・オフによって4通りの結合状態をとり得る。但し、上述の通り、エンジン150からプラネタリギヤ120に動力を伝達可能なのは、結合状態B(増速結合状態)と結合状態C(直結状態)である。従って、本実施例では、これら2通りの結合状態を車両の走行状態に応じて使い分けている。

【0056】本実施例のハイブリッド車両は、プラネタリギヤ120の機構上の制限から、車速に応じてエンジン150が運転可能な範囲が制限されている。かかる制限を差速制限と呼ぶ。以下、差速制限が生じる理由およびその範囲について説明する。

【0057】図5はプラネタリギヤ120の回転状態を示す説明図である。共線図と呼ばれる図である。プラネタリギヤ120の各ギヤの回転数は先に示した式(1)で表される。式(1)から明らかな通り、各ギヤの回転数は比例関係にある。従って、横軸にサンギヤ121(S)、プラネタリキャリア123(C)、リングギヤ124(R)にそれぞれ対応する座標を、SC間の距離とCR間の距離とが1: ρ 1の関係になるようにとり、各座標においてそれぞれのギヤの回転数を縦軸にとれば、図5に示す通り、各ギヤの回転数は直線で表される。なお、 ρ 1はプラネタリギヤ120のギヤ比である。

【0058】例えば、サンギヤ121の回転数がNs、プラネタリキャリア123の回転数がNe、リングギヤ124の回転数がNrの場合を考える。サンギヤ121の回転状態は、図5の共線図中の点Psで示される。また、プラネタリキャリア123の回転状態は点Pe、リングギヤ124の回転状態は点Prでそれぞれ示される。点Ps、Pe、Prはそれぞれ動作共線と呼ばれる直線上に位置する。

【0059】ここで、プラネタリキャリア123の回転数、即ちエンジン150の回転数を一定に維持したまま、リングギヤ124の回転数、即ち車速が低下した場合を考える。かかる場合の動作共線を図5中に破線で示した。車速が低くなるため、リングギヤ124の回転状態は図5中の点Pr1で示される。プラネタリキャリア

123の回転数は点Peのまま一定である。この結果、サンギヤ121の回転数は点Ps1で示される値まで増加する。

【0060】プラネタリギヤ120の各ギヤには、機械的に許容される回転数の上限がある。図5に示した通り、低速時においてエンジン150の回転数を高くすれば、サンギヤ121の回転数が非常に高くなり、許容される上限値を超える場合が生じる。サンギヤ121の回転数が上限値を超えないようにするためには、例えば、エンジン150の回転数を図5中の点Pe1に相当する値まで下げる必要がある。このように本実施例のハイブリッド車両では、プラネタリギヤ120の機械的制限に起因して、車速に応じてエンジン150の運転可能範囲が制限される。かかる制限が差速制限である。

【0061】図6は本実施例のハイブリッド車両における差速制限について示す説明図である。上述した通り、図中の使用可能領域で表された範囲内の車速およびエンジン回転数で運転が行われる。なお、図6中の実線で示した領域は、変速機を直結状態にした場合の使用可能領域を示している。変速機を増速状態とした場合、プラネタリギヤ120に入力される回転数はエンジンの実回転数よりも高くなるため、使用可能領域は図6中の破線で示した領域に移行する。

【0062】(2) 一般的動作：次に、本実施例のハイブリッド車両の一般的動作として、エンジン150から

$$Ns = (1 + \rho 1) / \rho 1 \times Ne - Nd / \rho 1 ;$$

$$Ts = Te \times \rho 1 / (1 + \rho 1) ;$$

$$\rho 1 = \text{サンギヤ121の歯数} / \text{リングギヤ124の歯数} \quad \dots (2) ;$$

なお、エンジン150単体で回転数およびトルクを個別に制御することはできないから、実際には、モータ130を上述の回転数およびトルクで運転することにより、結果としてエンジン150が回転数Ne、トルクTeで運転されることになる。

【0065】エンジン150から出力された動力は、プ

$$GU1 = Ns \times Ts = Ne \times Te - Nd \times Te / (1 + \rho 1) \quad \dots (3)$$

【0066】エンジン150から出力された残余の動力は、リングギヤ124に伝達され、車軸116に機械的な動力として直接出力される。先に示した式(1)によれば、エンジン150から車軸116に出力されるトルクTreは、「 $Tre = Te / (1 + \rho 1)$ 」で与えられる。このトルクと車軸の目標トルクTdとの差分のト

$$\begin{aligned} AU1 &= (Td - Te / (1 + \rho 1)) \times Nd \\ &= Td \times Nd - Nd \times Te / (1 + \rho 1) \quad \dots (4) \end{aligned}$$

【0067】アシストモータ140には、モータ130で再生された電力が供給される。上式(3)、(4)の比較から明らかな通り、効率100%で運転されている場合には、再生される電力GU1と消費される電力とは等しくなる。上式(3)、(4)の第2項同士は等しく、PeとPdとが動力一定の曲線P上にあることを考慮すれば、第1項同士も等しいからである。つまり、

出力された動力を要求された回転数およびトルクに変換して車軸116に出力する動作について説明する。以下では、説明の容易のため、ディファレンシャルギヤ114のギヤ比は値1であるものとして説明する。つまり、車軸116の回転数およびトルクと駆動軸112の回転数およびトルクは等しいものとする。

【0063】図7は「車軸116の回転数Nd<エンジン150の回転数Ne」の場合におけるトルク変換の様子を示す説明図である。横軸に回転数N、縦軸にトルクTを採り、エンジン150の運転ポイントPeと車軸116の回転ポイントPdを示した。図7中の曲線Pは動力、つまり回転数とトルクの積が一定の曲線である。回転数Ne、トルクTeでエンジン150から出力された動力Peを、Neよりも低い回転数Nd、Teよりも高いトルクTdの動力Pdに変換して車軸116から出力する場合を考える。なお、変速機構は直結状態であるものとする。

【0064】図7に示した変換を行う場合、車軸116の回転数Ndはエンジン150の回転数Neよりも小さい。プラネタリギヤ123の回転数はエンジン150の回転数Neに等しく、リングギヤ124の回転数は車軸116の回転数Ndに等しい。従って、先に示した式(1)から明らかな通り、サンギヤ121の回転数NsおよびトルクTsはそれぞれ次式(2)で表される。

ラネタリギヤ120で2つに分配され、その一部は上記回転数およびトルクの動力としてモータ130に入力される。モータ130は回転数NsとトルクTsの積に等しい動力を電力として再生する。上式(2)によれば、再生される電力GU1は、次式(3)で表される。この電力は、図7中の領域GU1の面積に相当する。

トルク「 $Td - Tre$ 」をアシストモータ140から出力することにより、車軸116に回転数Nd、トルクTdの動力を出力することができる。この際、アシストモータ140は、差分のトルク×回転数Ndの電力を消費する。消費される電力AU1は、次式(4)で表される。この電力は、図7中の領域AU1の面積に相当する。

「車軸116の回転数Nd<エンジン150の回転数Ne」の場合には、図7中のハッチングを付した領域に相当する動力を一旦電力に変換することで、点Peから点Pdへのトルク変換を行うことができる。なお、実際には運転効率が100%になることはないため、バッテリー194からの電力の持ち出しを伴ったり、損失に相当する動力をエンジン150から余分に出力したりして、上

記変換を実現する。説明の容易のため、以下では、運転効率を100%として本実施例の動作について説明する。

【0068】図8は「車軸116の回転数 $N_d > \text{エンジン150の回転数 } N_e$ 」の場合におけるトルク変換の様子を示す説明図である。図8に示した変換を行う場合、車軸116の回転数 N_d はエンジン150の回転数 N_e よりも大きい。従って、上式(2)から明らかな通り、サンギヤ121の回転数 N_s は負となり、逆転する。つまり、モータ130は電力の供給を受けて逆転方向に力行する。このとき、消費される電力は、上式(3)の絶対値に等しく、図8中のハッチングを施した領域AU2の面積に等しい。

【0069】一方、車軸116のトルク T_d はエンジン150のトルク T_e よりも小さい。従って、アシストモータ140は負のトルクで回生運転される。このとき回生される電力は、上式(4)の絶対値に等しく、図8中のハッチングを施した領域GU2の面積に等しい。両モータでの運転効率を100%と仮定すれば、モータ130で回生される電力とアシストモータ140に供給される電力とが等しくなる。つまり、「車軸116の回転数 $N_d > \text{エンジン150の回転数 } N_e$ 」の場合には、図8中のハッチングを付した領域に相当する動力を一旦電力に変換することで、点P_eから点P_dへのトルク変換を行うことができる。かかる変換では、下流側に位置するアシストモータ140から上流側に位置するモータ130に電力が供給されるため、動力の循環が生じる。図8中の領域GU2とAU2の双方に共通の領域GU3が循環する動力に相当する。

【0070】以上で説明した通り、本実施例のハイブリッド車両は、エンジン150から出力された動力を要求された回転数およびトルクからなる動力に変換して、車軸116から出力することができる(以下、この運転モードを通常走行と呼ぶ)。この他、エンジン150を停止してアシストモータ140を動力源として走行することも可能である(以下、この運転モードをEV走行とよぶ)。また、停車中にエンジン150の動力でモータ130を回生運転して発電することも可能である。

【0071】図8に示した通り、車軸116の回転数 N_d がエンジン150の回転数 N_e よりも大きい走行時には、動力の循環が生じ、車両の運転効率が低下する。上記説明では、変速機が直結状態の場合を例にとって説明したが、増速結合状態の場合も同様に動力の循環が生じる。上記説明においてエンジン150の回転数 N_e をプラネタリキャリア123の回転数 N_c に置換して考えればよい。なお、動力の循環はサンギヤ121が逆転するときに発生する。先に示した式(2)によれば、サンギヤ121の回転数は「 $(1 + \rho_1) / \rho_1 \times N_c - N_d / \rho_1$ 」で与えられるから、厳密には、「 $(1 + \rho_1) / \rho_1 \times N_c$ 」の値が「 N_d / ρ_1 」の値よりも小さい

場合に動力の循環が生じる。以下の説明では、かかる条件を満足し動力の循環が生じる走行状態をオーバードライブ走行とよぶ。本実施例のハイブリッド車両は、動力の循環を極力抑え、運転効率を向上するよう、走行領域に応じて変速機構を制御して走行する。

【0072】図9は本実施例のハイブリッド車両における各種走行モードの使い分けの様子を示す説明図である。図中の曲線LIMはハイブリッド車両が走行可能な領域を示している。図示する通り、車速およびトルクが比較的低い領域では、EV走行を行う。車速およびトルクが所定値以上の領域では、通常走行を行う。図中の領域WODでは原則として増速結合状態で走行し、領域UEでは直結状態で走行する。例えば、図10中の曲線Dに沿って車両の走行状態が変化していく場合には、当初EV走行を行った後、増速結合状態での走行に移行することになる。

【0073】(3)運転制御処理：次に、本実施例のハイブリッド車両の運転制御処理について説明する。先に説明した通り、本実施例のハイブリッド車両は、EV走行、通常走行など種々の運転モードにより走行することができる。制御ユニット190内のCPU(以下、単に「CPU」という)は車両の走行状態に応じて運転モードを判定し、それぞれのモードについてエンジン150、モータ130、アシストモータ140、クラッチ210、ブレーキ220の制御を実行する。これらの制御は種々の制御処理ルーチンを周期的に実行することにより行われる。以下では、これらの運転モードのうち、通常走行モードについてトルク制御処理の内容を説明する。

【0074】図10は通常走行時のトルク制御ルーチンのフローチャートである。この処理が開始されるとCPUは駆動軸112から出力すべき動力 P_d を設定する(ステップS10)。この動力は、アクセルペダルポジションセンサ165により検出されたアクセルの踏み込み量および車速に基づいて設定される。駆動軸から出力すべき動力 P_d は、駆動軸112の回転数 N_d^* と目標トルク T_d^* の積で表される。回転数 N_d^* は車速と等価なパラメータである。目標トルク T_d^* はアクセル開度および車速に応じたテーブルとして予め設定されている。

【0075】次に、充放電電力 P_b および補機駆動動力 P_h を算出する(ステップS15、S20)。充放電電力 P_b とは、バッテリー194の充放電に要する動力であり、バッテリー194を充電する必要がある場合には正の値、放電する必要がある場合には負の値を採る。補機駆動動力 P_h とは、エアコンなどの補機を駆動するために必要となる電力である。こうして算出された電力の総和が要求動力 P_e となる(ステップS25)。

【0076】次に、CPUは、こうして設定された要求動力 P_e に基づいてエンジン150の運転ポイントを設

定する（ステップS30）。運転ポイントとは、エンジン150の目標回転数 N_e と目標トルク T_e の組み合わせをいう。エンジン150の運転ポイントは、予め定めたマップに従って、基本的にはエンジン150の運転効率を優先して設定する。

【0077】図11はエンジンの運転ポイントと運転効率との関係について示す説明図である。回転数 N_e を横軸に、トルク T_e を縦軸にとりエンジン150の運転状態を示している。図中の曲線Bはエンジン150の運転が可能な限界範囲を示している。曲線 $\alpha 1$ から $\alpha 6$ まではエンジン150の運転効率が一定となる運転ポイントを示している。 $\alpha 1$ から $\alpha 6$ の順に運転効率は低くなっていく。また、曲線C1からC3はそれぞれエンジン150から出力される動力（回転数×トルク）が一定となるラインを示している。

【0078】エンジン150は図示する通り、回転数およびトルクに応じて、運転効率が大きく相違する。エンジン150から曲線C1に相当する動力を出力する場合には、図中のA1点に相当する運転ポイント（回転数およびトルク）が最も高効率となる。同様に曲線C2およびC3に相当する動力を出力する場合には図中のA2点およびA3点で運転する場合が最も高効率となる。出力すべき動力ごとに最も運転効率が高くなる運転ポイントを選択すると、図中の曲線Aが得られる。これを動作曲線と呼ぶ。

【0079】図10のステップS30における運転ポイントの設定では、予め実験的に求められた動作曲線Aを制御ユニット190内のROMにマップとして記憶しておき、かかるマップから要求動力 P_e に応じた運転ポイ

$$N1^* = (1 + \rho 1) / \rho 1 \times Ne^* - Nd^* / \rho 1 ;$$

$$T1^* = K1 \times (N1^* - N1) + K2 \times \Sigma (N1^* - N1) \dots (5)$$

【0082】ここで、 $\rho 1$ はプラネタリギヤ120のギヤ比である。また、目標トルク $T1^*$ の式における $K1$ 、 $K2$ は、それぞれ比例積分制御におけるゲインである。 $K1$ は回転数の偏差に対する比例項のゲイン、 $K2$ は回転数の偏差の積分項のゲインに相当する。これらのゲインは、制御の安定性、応答性を考慮して実験等により予め設定することができる。比例積分制御については周知の技術であるため、これ以上の詳細な説明を省略する。

【0083】アシストモータ140の運転ポイントは次の通り設定される。アシストモータ140の目標回転数 $N2^*$ は駆動軸112の目標回転数 Nd^* に等しい。ま

$$N2^* = Nd^* ;$$

$$T2^* = Td^* - T1^* / \rho 1$$

【0084】一方、増速結合状態の場合は次の通り指令値を設定する（ステップS210）。プラネタリギヤ200のギヤ比を ρ とすれば、変速機構の作用によって、エンジン150の回転数は、「 $1 + \rho$ 」倍されてプラネタリギヤ120に伝達される。従って、上式（5）およ

うして読み込むことで、エンジン150の目標回転数 N_e および目標トルク T_e を設定する。こうすることにより、エンジン150について効率の高い運転ポイントを設定することができる。

【0080】こうして設定されたエンジン150の運転ポイントに応じて、CPUは変速比切り替え制御処理を行う（ステップS100）。この処理は、ハイブリッド車両の走行状態に応じて変速機構の結合状態を増速結合状態（図2の結合状態B）と直結状態（図2の結合状態C）とで切り替える処理である。処理内容の詳細は後述する。

【0081】次にCPUは、CPUは変速機構が増速結合状態であるか否かを判断し（ステップS200）、その結合状態に応じて、モータ130およびアシストモータ140のトルクおよび回転数の指令値を設定する（ステップS205、S210）。増速結合状態でない場合、即ち、直結状態の場合は次の通り指令値を設定する（ステップS205）。モータ130の目標回転数 $N1^*$ は、先に示した式（2）において、駆動軸112の目標回転数 Nd^* 、エンジン回転数 Ne^* を代入することにより設定される。モータ130の目標トルク $T1^*$ は式（2）において、駆動軸112の目標トルク Td^* 、エンジン目標トルク Te^* を代入することで求めることも可能ではあるが、本実施例では、回転数を上記目標値に精度良く制御できるよう、目標回転数 $N1^*$ と実際の回転数 $N1$ との偏差に基づく比例積分制御によってモータ130の目標トルク $T1^*$ を設定した。モータ130の目標回転数 $N1^*$ および目標トルク $T1^*$ は次式

（5）の通り設定される。

た、目標トルク $T2^*$ は、エンジン150からプラネタリギヤ120を介して駆動軸112に伝達される直達トルクと、駆動軸112の目標トルク Td^* との差を補償するよう設定される。なお、エンジン150からの直達トルクはモータ130のトルク $T1^*$ によって変動するため、ここでは上式（5）で設定されたトルク $T1^*$ を用いて直達トルクを求める。先に示した式（1）においてサンギヤのトルク Ts に $T1^*$ を代入すれば、直達トルクは「 $T1^* / \rho 1$ 」と求めることができる。以上より、アシストモータ140の目標回転数 $N2^*$ および目標トルク $T2^*$ は次式（6）の通り設定される。

$$\dots (6)$$

び（6）において、エンジンの回転数 Ne^* に代えて、「 $(1 + \rho) Ne^*$ 」を代入することにより、モータ130およびアシストモータ140の運転ポイントが設定される。各運転ポイントは次式（7）の通り設定される。

$$\begin{aligned}
 N1* &= (1+\rho 1) / \rho 1 \times (1+\rho) Ne* - Nd* / \rho 1 ; \\
 T1* &= K1 \times (N1* - N1) + K2 \times \Sigma (N1* - N1) ; \\
 N2* &= Nd* ; \\
 T2* &= Td* - T1* / \rho 1
 \end{aligned}$$

... (7)

【0085】こうして設定されたトルク指令値および回転数指令値に基づいて、CPUはモータ130、アシストモータ140、エンジン150の運転を制御する（ステップS215）。モータの運転制御処理は、同期モータの制御として周知の処理を適用することができる。本実施例では、いわゆる比例積分制御による制御を実行している。つまり、各モータの現在のトルクを検出し、目標トルクとの偏差および目標回転数に基づいて、各相に印加する電圧指令値を設定する。印加される電圧値は上記偏差の比例項、積分項によって設定される。それぞれの項にかかるゲインは実験などにより適切な値が設定される。こうして設定された電圧は、駆動回路191、192を構成するトランジスタインバータのスイッチングのデューティに置換され、いわゆるPWM制御により各モータに印加される。

【0086】CPUは駆動回路191、192のスイッチングを制御することによって、上述の通り、モータ130およびアシストモータ140の運転を直接制御する。これに対し、エンジン150の運転は現実にはEFI ECU170が実施する処理である。従って、制御ユニット190のCPUはEFI ECU170に対してエンジン150の運転ポイントの情報を出力することで、間接的にエンジン150の運転を制御する。

【0087】以上の処理を周期的に実行することにより、本実施例のハイブリッド車両は、エンジン150から出力された動力を所望の回転数およびトルクに変換して駆動軸から出力し、走行することができる。

【0088】次に、変速比切り替え制御処理について説明する。図12は変速比切り替え制御ルーチンのフローチャートである。本ルーチンが開始されると、CPUは駆動軸112の目標運転ポイント、即ち目標回転数 $Nd*$ および目標トルク $Td*$ を読み込む（ステップS102）。次に、駆動軸112の目標運転ポイントに基づいて、CPUは変速比の切換が必要であるか否かを判定する（ステップS104）。判定は、車両の走行状態が先に図9で示した領域UDおよび領域ODのいずれに該当するかによって行われる。切り替えの判断について具体例で説明する。

【0089】図13は直結状態から増速結合状態への切り替えの判断を示す説明図である。曲線DUはハイブリッド車両の走行中における車速とトルクの変遷の一例を示している。かかる軌跡で走行する場合、車両は走行抵抗DDよりも大きなトルクを出力して加速される。加速とともに出力トルクが低下し、やがて出力トルクと走行抵抗DDとが釣り合った速度で定常的に走行する。直結状態から増速結合状態への切り替えは、例えばこうした

加速の過程で生じる。車速の変化に伴って駆動軸112の回転状態が、図中の矢印で示されるように変化し、領域UDと領域ODとの境界点PD1に至ったとき、CPUは増速結合状態への切り替えを行うべきと判断する。

【0090】図14は増速結合状態から直結状態への切り替えの判断を示す説明図である。曲線DDは勾配のない道路を定常走行している状態での車速とトルクとの関係である。ある車速で定常走行している状態が図中の点POOに相当する。この状態で走行中に運転者がアクセルを踏み込むと、車両の出力トルクは図中の曲線DOに示すように増加し車両は加速する。増速結合状態から直結状態への切り替えは、例えばこうした過程で生じる。図中の矢印に従って駆動軸112の回転状態が変化し、領域ODと領域UDとの境界点PO1に至ったとき、CPUは直結状態への切り替えを行うべきと判断する。

【0091】このようにCPUは車両の走行領域が領域UDと領域ODとの間で移行するか否かに基づいて切り替えの必要性を判断する。なお、本実施例では、変速比の切り替えが頻繁に行われるのを回避するため、切り替えの判断処理に一定のヒステリシスを持たせている。つまり、直結状態から増速結合状態への切り替えは、図13中の領域OD内に設定された所定の境界線ULに至った場合に切り替えが必要と判断する。増速結合状態から直結状態への切り替えは、図14中の領域UD内に設定された所定の境界線HLに至った場合に切り替えが必要と判断する。ヒステリシスの幅、即ち、曲線UL、HLの位置は車両の運転効率や頻繁な切り替えによって生じる乗り心地の低下などを考慮して、任意に設定することができる。

【0092】ステップS104において、切り替えが必要と判断された場合には、切り替え処理が実行され（ステップS106）、切り替え不要と判断された場合には、この処理をスキップして変速比切り替え制御ルーチンを終了する。図2に示した通り、増速結合状態（結合状態B）は、クラッチ210をオフ、ブレーキ220をオンにした結合状態である。直結状態（結合状態C）は、クラッチ210をオン、ブレーキ220をオフにした結合状態である。両者間の切り替えは、いわゆる半クラッチ状態を経て行われる。増速結合状態から直結状態への切り替えは、ブレーキ220の油圧を徐々に低減しつつ、クラッチ210の油圧を徐々に増大させることによって行われる。直結状態から増速結合状態への切り替えは、逆に、ブレーキ220の油圧を徐々に増大させつつ、クラッチ210の油圧を徐々に低減させることによって行われる。もちろん、クラッチ210、ブレーキ220の双方を一旦オフにした状態（図2中の結合状態

D) を経てから、いずれか一方をオンにする態様で切り替えを行うものとしても構わない。

【0093】以上で説明した本実施例のハイブリッド車両によれば、車両の運転状態に応じて変速比を切り換えることによって、高い効率でハイブリッド車両を運転することができる。以下、かかる効果について説明する。

【0094】図15はオーバードライブ走行時のトルク変換の様子を示す説明図である。図8で説明したトルク変換に相当する。図8と同様、駆動軸から回転数 N_d 、トルク T_d の動力を出力する場合を考える。図8では、エンジンが図15中の点P eで運転される場合のトルク変換の様子を示した。ここでは、増速結合状態におけるトルク変換の様子を示す。エンジン150の運転ポイントは変速比に関わらず、要求動力と動作曲線A(図11参照)との交点で設定される。従って、増速結合状態でもエンジン150は点P eで運転される。但し、増速結合状態では、変速機で回転数が増速されるため、プラネタリギヤ120に入力される動力は図中の点P e 1に相当する動力となる。即ち、入力される動力の回転数 N_{e1} は点P eの回転数 N_e よりも高く、トルク T_{e1} は点P eのトルク T_e よりも低くなる。

【0095】かかる動力が入力されると、ハイブリッド車両は図8で示したのと同じく、プラネタリギヤ120、モータ130およびアシストモータ140の作用によってトルク変換を行う。既に説明した通り、エンジン150から出力される動力のうち、図15中の領域G U 2'の面積に相当する動力は一旦電力に置換される。また、図中の領域A U 2'の面積に相当する電力をモータ130で消費する。かかるトルク変換では、図15中の領域G U 3'の面積に相当する動力の循環が生じる。

【0096】ここで、図8と図15とを比較する。図8は直結状態でトルク変換した場合に相当し、領域G U 3の面積に相当する動力の循環が生じる。図15は増速結合状態でトルク変換した場合に相当し、領域G U 3'の面積に相当する動力の循環が生じる。両者の比較から明らかな通り、領域G U 3'の方が領域G U 3よりも面積が小さい。つまり、増速結合状態でトルク変換することにより、循環する動力を抑制することができる。

【0097】このように本実施例のハイブリッド車両は、オーバードライブ走行時に増速結合状態でトルク変換することにより、エンジン150からプラネタリギヤ120に入力される動力の回転数、トルクを駆動軸112の目標回転数 N_d 、目標トルク T_d に近づけることができる。この結果、トルク変換で生じる動力の循環量を抑制することができ、車両の運転効率を向上することができる。

【0098】なお、変速比によっては、動力の循環の発生を回避することも可能である。増速時の変速比を大きくすれば、エンジン150の運転ポイントP eに対し、プラネタリギヤ120に入力される動力を図15中の点

P e 2に相当する回転数まで増速することができる。駆動軸112の回転数 N_d は点P e 2の回転数よりも低い。従って、かかる状態で行われるトルク変換は、先に図7で説明したのと同じ態様で行われることになり、動力の循環は生じない。このような変速比を設定すれば、オーバードライブ走行時にも動力の循環の発生を回避することができ、更に高い効率でハイブリッド車両を運転することができる。

【0099】本実施例のハイブリッド車両は、変速比の切り換えにより、オーバードライブ走行時のみならず、アンダードライブ走行時にも運転効率を向上することができる。図16はアンダードライブ走行時のトルク変換の様子を示す説明図である。図7で説明したトルク変換に相当する。図7と同様、駆動軸から回転数 N_d 、トルク T_d の動力を出力する場合を考える。図7では、エンジンが図15中の点P eで運転される場合のトルク変換の様子を示した。ここでは、車両の走行状態に応じた変速比の切り換えを行わない場合、即ち、アンダードライブ走行時にも増速結合状態を維持した場合のトルク変換の様子を示す。増速結合状態では、変速機で回転数が増速されるため、プラネタリギヤ120に入力される動力は図中の点P e 3に相当する動力となる。

【0100】かかる動力に対し、ハイブリッド車両は図7で示したのと同じく、プラネタリギヤ120、モータ130およびアシストモータ140の作用によってトルク変換を行う。既に説明した通り、エンジン150から出力される動力のうち、図16中の領域G U 1'の面積に相当する動力は一旦電力に置換される。また、図中の領域A U 1'の面積に相当する電力をモータ130で消費する。

【0101】ここで、図7と図16とを比較する。図7は直結状態でトルク変換した場合に相当し、一旦電力に置換されて伝達される動力は領域G U 1の面積に相当する。図16は増速結合状態でトルク変換した場合に相当し、一旦電力に置換されて伝達される動力は領域G U 1'の面積に相当する。両者の比較から明らかな通り、領域G U 1'の方が領域G U 1よりも面積が大きくなる。つまり、アンダードライブ走行時には増速結合状態でトルク変換することにより、電力への変換を介して伝達される動力が増大する。一般に電力と機械的な動力との変換には損失が生じる。従って、電力への変換を介して伝達される動力が増大すれば、トルク変換時に生じる損失が増大する。

【0102】本実施例のハイブリッド車両は、アンダードライブ走行時には直結状態でトルク変換を行う。従って、常に増速状態でトルク変換を行う場合(図16中の点P e 3に相当)に対し、高い効率で車両を運転することができる。なお、アンダードライブ走行時にはエンジン150の動力を減速してプラネタリギヤ120に伝達するものとしてもよい。例えば、エンジン150の動力

を図16中の点P e 4に相当する回転数まで減速してプラネタリギヤ120に伝達するものとすれば、プラネタリギヤ120への入力回転数が、駆動軸112の回転状態Pdに近づく。この結果、トルク変換時に一旦電力に置換される動力を直結状態よりも更に低減することができ、運転効率を更に向上することができる。

【0103】本実施例のハイブリッド車両では、アンダードライブ結合時に直結状態とすることによって、以下に示す通り、高い動力を出力しやすくなるという利点も生じる。先に図6で説明した通り、本実施例のハイブリッド車両では差速制限が存在し、車速に応じてエンジン150の回転数の上限値が定められている。ここで、低速走行時、例えば、図6中の車速V Lで走行している場合を考える。増速結合状態には、図6中に破線で示した差速制限に基づき、エンジン150の上限回転数は点P L 2に相当する回転数となる。直結状態では、図6中に実線で示した差速制限に基づき、エンジン150の上限回転数は点P L 1に相当する回転数となる。図示する通り、直結状態における上限回転数の方が増速結合状態における上限回転数よりも高い。一般にエンジン150の出力は回転数が増大するにつれて増大する。従って、上記差速制限によって上限回転数が制限される結果、増速結合状態よりも直結状態の方が大きな動力を出力することができる。本実施例のハイブリッド車両では、図9に示す通り、高トルクが要求される走行領域において、直結状態で運転する。このように変速比を切り換えることによって、要求に応じた動力をエンジン150から出力することができ、バッテリー194の電力消費を抑えて車両を運転することができる。

【0104】以上で説明した種々の作用によって、本実施例のハイブリッド車両は、車両の走行状態に応じて変速比を切り換えることにより、高い効率での運転を実現することができる。なお、高い効率での運転を実現するためには、例えば、以下に示す方法によって、変速比を適切に設定する必要がある。

【0105】図17は変速比の設定方法について示す説明図である。横軸にプラネタリギヤ120の入出力の回転数差 ΔN をとり、縦軸にトルク変換時の運転効率をとって示した。回転数差 ΔN とは、「プラネタリキャリア123の回転数ーリングギヤ124の回転数」である。回転数差 ΔN が正の場合がアンダードライブ側に相当し、負の場合がオーバードライブ側に相当する。図15で示した通り、オーバードライブ側では動力の循環が生じるため、運転効率が低くなる。回転数差 ΔN の絶対値が大きくなるにつれて動力の循環量が増大し、運転効率が徐々に低くなる。アンダードライブ側では動力の循環が生じないため、運転効率は比較的高い。しかしながら、回転数差が大きくなるにつれて、一旦電力への置換を介して伝達される動力が増えるから、トルク変換時の損失が増大し、運転効率が徐々に低下する。

【0106】変速比は、運転効率と回転数差 ΔN との関係を踏まえて設定される。まず、車両が実現する目標の運転効率を設定する。次に、目標運転効率を実現可能な回転数差 ΔN の範囲を設定する。図17に示す通り、回転数差と運転効率との関係から、目標運転効率を設定すれば、実現すべき回転数差 ΔN の範囲は、 $\Delta N 2 \sim \Delta N 3$ の間と設定することができる。この範囲はハイブリッド車両の構成に応じて相違することはいうまでもない。

【0107】ハイブリッド車両の走行領域において回転数差 ΔN が上述の目標範囲 $\Delta N 2 \sim \Delta N 3$ に納まるように変速比を設定すればよい。例えば、ハイブリッド車両が最大車速で走行している場合に、直結状態でトルク変換を行う場合の回転数差が図17中の $\Delta N 1$ で表されるものとする。この回転数差が $\Delta N 2$ になる変速比を求めれば、増速側の変速比が設定される。アンダードライブ側も同様にして変速比を設定することができる。アンダードライブ側の走行領域で実現される回転数差が $\Delta N 3$ よりも小さい場合には、直結状態のみで十分な運転効率を確保可能となる。

【0108】変速比はこのように運転効率と回転数差 ΔN との関係に応じて設定することができる。実施例では、増速結合状態と直結状態の2段階で変速比を切り換える場合を示したが、変速比は、これに限らず種々の設定が可能である。減速状態と直結状態とで切り換える設定とすることもできるし、増速、減速、直結の3段階で切り換えることもできる。また、増速側、減速側に多段階の変速比で切り換えるものとしてもよい。

【0109】上述のハイブリッド車両では、プラネタリギヤ200を用いた変速機構によって変速比を切り替える場合を例示した。実施例では、プラネタリギヤ200のサンギヤ201にブレーキ220、プラネタリキャリア203にエンジン150、リングギヤ204にプラネタリキャリア軸206を結合し、更にプラネタリキャリア203とリングギヤ204とを結合するクラッチ210を設けた場合を例示した。プラネタリギヤ200と各要素の結合は、これに限らず種々の態様を採りうる。

【0110】図18は第1の変形例としてのハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。ここでは、動力をやりとりする要素についてのみ示した。制御ユニットや駆動回路等の電気系統は図示を省略した。実施例(図1)の構成に対し、プラネタリギヤ200への各要素の結合が相違する。第1の変形例では、サンギヤ201にエンジン150、プラネタリキャリア203にプラネタリキャリア軸206、リングギヤ204にブレーキ220を結合する。また、プラネタリキャリア203とサンギヤ201とを結合するクラッチ210を設ける。その他の構成は、実施例と同じである。

【0111】第1の変形例のハイブリッド車両では、クラッチ210をオフ、ブレーキ220をオンにすることにより、実施例と同様、エンジン150を所定の変速比

でプラネタリギヤ120に結合することができる。先に示した式(1)によれば、「 $Nc = \rho / (1 + \rho) \times Ns$ 」なる関係があるから、実現される変速比は、「 $(1 + \rho) / \rho$ 」となる。従って、第1の変形例のハイブリッド車両では、プラネタリギヤ200の変速比を変えることなく、実施例のハイブリッド車両と異なる変速比を実現することができる。図示を省略するが、プラネタリギヤ200と各要素との結合は、実施例および第1の変形例に示した例に限らず、種々の組み合わせを採ることができる。

【0112】実施例および第1の変形例では、プラネタリギヤ200を用いた変速機構をエンジン150とプラネタリギヤ120との間に介在させた場合を例示した。変速機構は、プラネタリギヤ120の下流側に設けることも可能である。図19は第2の変形例としてのハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。ここでは、動力をやりとりする要素についてのみ示した。制御ユニットや駆動回路等の電気系統は図示を省略した。実施例(図1)の構成に対し、プラネタリギヤ200の結合箇所が相違する。即ち、第2の変形例では、変速機構を構成するプラネタリギヤ200のプラネタリキャリア203を、動力調整装置を構成するプラネタリギヤ120のリングギヤ124に結合した。また、プラネタリギヤ200のリングギヤ204を駆動軸112に結合した。その他の構成は、実施例と同じである。

【0113】第2の変形例のハイブリッド車両は、プラネタリギヤ200を動力調整装置と駆動軸112との間に介在させた構成に相当する。かかる構成において、変速比を切り換えると、動力調整装置を構成するプラネタリギヤ120のリングギヤ124に結合されたリングギヤ軸125と駆動軸112との間で変速を行うことができる。実施例では、変速することにより、トルク変換におけるプラネタリギヤ120の入力回転数を駆動軸112の目標回転数との差を低減し、運転効率の向上を実現した。これに対し、第2の変形例では、変速することにより、プラネタリギヤ120の出力回転数、即ち、リングギヤ軸125の目標回転数をエンジン150の目標回転数に近づけることにより、運転効率の向上を図ることができる。従って、第2の変形例によっても実施例と同様の効果を得ることができる。

【0114】なお、第2の変形例においても、プラネタリギヤ200への各要素の結合状態は、種々の態様を採りうることは言うまでもない。また、実施例と第2の変形例を組合せ、プラネタリギヤ120の上流側および下流側の双方に変速機構を設ける構成を採ることも可能である。

【0115】トルク変換を行う装置の構成も種々の変形例を適用することができる。上記実施例および変形例では、プラネタリギヤ120のサンギヤ121をモータ130に結合し、プラネタリキャリア123をエンジン1

50側に結合し、リングギヤ124をモータ140および駆動軸112に結合した。既に説明した通り、かかる構成では、オーバードライブ走行時に動力の循環が生じる。これに対し、モータ140をエンジン150側に結合するものとしてもよい。かかる構成について第3の変形例として説明する。

【0116】図20は第3の変形例としてのハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。ここでは、動力をやりとりする要素についてのみ示した。制御ユニットや駆動回路等の電気系統は図示を省略した。実施例のハイブリッド車両に対し、アシストモータ140の結合先が相違する。即ち、第3の変形例のハイブリッド車両では、動力調整装置を構成するプラネタリギヤ120のプラネタリキャリア123にアシストモータ140を結合する。プラネタリギヤ120よりも上流側にアシストモータ140を結合することになる。

【0117】かかる構成は、先に図25を用いて説明した結合状態に対応する。従って、図26、図27で説明した通り、アンダードライブ走行時に動力の循環が生じる。第3の変形例でも、エンジン150から出力される動力の回転数を駆動軸112の目標回転数に近づけるように変速比を制御すれば、運転効率を向上することができる。なお、第3の変形例では、アンダードライブ走行時に動力の循環が生じるため、プラネタリギヤ120の入出力回転数がオーバードライブ走行に相当する関係を維持するように変速比を設定および制御すれば、更に運転効率の向上を図ることができる。第3の変形例においても、変速機構を構成するプラネタリギヤ200への各要素の結合状態、およびプラネタリギヤ200の結合箇所について種々の選択が可能である。

【0118】上述の実施例等では、プラネタリギヤ120およびモータ130動力調整装置として用いたトルク変換装置を適用した場合を例示した。動力調整装置とは、エンジン150から入力された動力を、電力のやりとりによって少なくとも回転数の異なる動力に調整して伝達可能な装置をいう。実施例では、プラネタリギヤ120に結合されたモータ130を力行または再生運転して、その回転数を制御することによって、エンジン150から出力された動力の大きさを変更しつつ、リングギヤ124側に伝達することができる。動力調整装置は、かかる作用を奏する構成であれば、その他種々の装置を適用することができる。異なる構成の動力調整装置を適用した場合を第4の変形例として例示する。

【0119】図21は第4の変形例のハイブリッド車両の概略構成を示す説明図である。第2の変形例は、プラネタリギヤ120およびモータ130に代えて、クラッチモータ230が用いられる点で実施例と相違する。その他の構成は、第1実施例のハイブリッド車両(図1参照)と同じである。

【0120】クラッチモータ230は、インナロータ2

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2000-346187

(43)Date of publication of application : 12.12.2000

(51)Int.Cl.

F16H 61/00

B60K 6/00

B60K 8/00

B60K 17/04

B60L 11/14

B60L 15/20

H02K 7/10

H02P 15/00

(21)Application number : 11-158138

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 04.06.1999

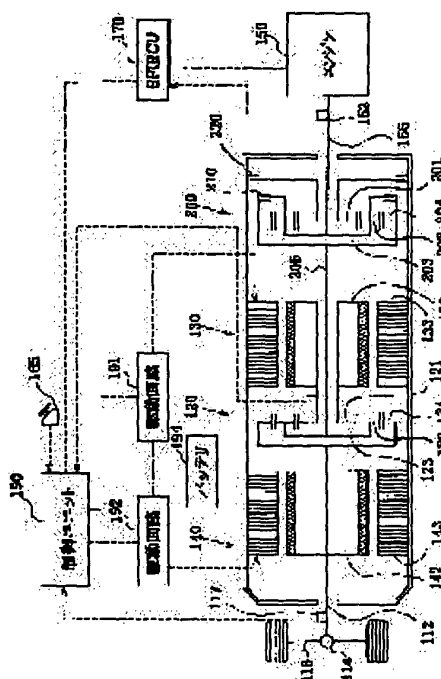
(72)Inventor : ABE TETSUYA

(54) HYBRID VEHICLE AND ITS CONTROL METHOD

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To improve operating efficiency of a hybrid vehicle.

SOLUTION: A motor 130 is connected to a sun gear 121 of a planetary gear 120, a drive shaft 112 and an assist motor 140 are connected to a ring gear 124, and an engine 150 is connected to a planetary carrier 123 through a planetary gear 200 constituting a speed change mechanism. Power output from the engine 150 is distributed into two parts by the planetary gear 120, while regenerating partly the power as the electric power in the motor 130, the rest of the power is output to the drive shaft 122. The regenerated power is supplied to the assist motor 140, and torque output to the drive shaft is added. In accordance with a running condition of a vehicle, speed change ratio is controlled so as to decrease a difference between input/output rotational speeds of the planetary gear 120. As the result, regenerative electric power at torque change time can be suppressed, a loss according to the conversion between power and electric power can be reduced.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] The engine which has an output shaft, and the driving shaft for outputting power, They are the hybrid vehicles which have the 1st axis of rotation combined with the aforementioned output-shaft side, and the 2nd axis of rotation combined with the aforementioned driving shaft side, change the rotational frequency and torque of this 1st axis of rotation through conversion with power and power, and equip this 2nd axis of rotation with the torque conversion means in which an output is possible. Hybrid vehicles equipped with the change gear which intervenes in a path until the power outputted from the aforementioned engine is outputted to the aforementioned driving shaft, and transmits power with a predetermined change gear ratio.

[Claim 2] The hybrid vehicles according to claim 1 characterized by providing the following. A target power setting means to set up the target power of the aforementioned driving shaft in the combination of a target rotational frequency and target torque. Engine control means which operate the aforementioned engine with the rotational frequency and torque which were set up by giving priority to operation efficiency according to the aforementioned target power. Change gear control means which realize the change gear ratio which the aforementioned change gear is controlled and the difference of the input rotational frequency of the 1st axis of rotation of the above and the output rotational frequency of the 2nd axis of rotation becomes predetermined within the limits set up beforehand.

[Claim 3] They are hybrid vehicles according to claim 2. the aforementioned change gear In the aforementioned hybrid rolling-stock-run field the size relation between the aforementioned input rotational frequency and the aforementioned output rotational frequency It is the mechanism in which power is transmitted at least with the change gear ratio set up in the range which the conversion efficiency by this torque conversion means can maintain in the relation of a high side. the aforementioned change gear control means The hybrid vehicles which are meanses by which control this change gear and the aforementioned conversion efficiency maintains the size relation between the aforementioned input rotational frequency and an output rotational frequency in the relation of a high side.

[Claim 4] The hybrid vehicles according to claim 3 characterized by providing the following. The aforementioned torque conversion means is a power adjusting device which adjusts to the power with which rotational frequencies differ the power of this 1st axis of rotation at least by exchange of power by being combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd axis of rotation, and is transmitted to this 2nd axis of rotation. The motor combined with the 2nd axis of rotation of the above.

[Claim 5] The hybrid vehicles according to claim 3 characterized by providing the following. The aforementioned torque conversion means is a power adjusting device which adjusts to the power with which rotational frequencies differ the power of the 1st axis of rotation of the above at least by exchange of power by being combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd axis of rotation, and is transmitted to the 2nd axis of rotation. The motor combined with the 1st axis of rotation of the above.

[Claim 6] The hybrid vehicles according to claim 1 with which the aforementioned change gear was prepared between the aforementioned output shaft and the torque conversion means.

[Claim 7] The hybrid vehicles according to claim 1 with which the aforementioned change gear was prepared between the aforementioned torque conversion means and the aforementioned driving shaft.

[Claim 8] They are the hybrid vehicles which are the mechanisms alternatively equipped with the coupling means in which combination and release are possible for the control means in which rotation and control are possible, and the two aforementioned axes of rotation about the axis of rotation of the remainder of the planetary gear which is hybrid vehicles according to claim 1, and by which, as for the aforementioned change gear, the two axes of rotation among the three axes of rotation were combined with the aforementioned aforementioned output-shaft and driving shaft side, respectively, and this planetary gear.

[Claim 9] They are the hybrid vehicles which are meanses equipped with the motor which is hybrid vehicles according

to claim 1, and was combined with one side of the planetary gear by which the aforementioned torque conversion means has the generator which has a rotor shaft, and the three axes of rotation, and this axis of rotation was combined with the aforementioned output shaft, the driving shaft, and the rotor shaft, respectively, and the 1st axis of rotation of the above or the 2nd axis of rotation.

[Claim 10] They are the hybrid vehicles which are meanses equipped with the motor which is hybrid vehicles according to claim 1, and was combined with one side of the motor for Rota which has the 1st Rota where the aforementioned torque conversion means was combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd Rota combined with the 2nd axis of rotation of the above, and the 1st axis of rotation of the above or the 2nd axis of rotation.

[Claim 11] The engine which is characterized by providing the following and which has an output shaft, and the driving shaft for outputting power, It has the 1st axis of rotation combined with the aforementioned output-shaft side, and the 2nd axis of rotation combined with the aforementioned driving shaft side, and the rotational frequency and torque of this 1st axis of rotation are changed through conversion with power and power. The torque conversion means in which an output is possible to this 2nd axis of rotation, The control method which controls operation of hybrid vehicles equipped with the change gear which intervenes in a path until the power outputted from the aforementioned engine is outputted to the aforementioned driving shaft, and transmits power with a predetermined change gear ratio.

(a) The process which sets up the target power of the aforementioned driving shaft in the combination of a target rotational frequency and target torque. (b) The process which operates the aforementioned engine with the rotational frequency and torque which were set up by giving priority to operation efficiency according to the aforementioned target power. (c) The process which controls the change gear ratio of the aforementioned change gear so that the difference of the input rotational frequency of the 1st axis of rotation of the above and the output rotational frequency of the 2nd axis of rotation becomes predetermined within the limits set up beforehand.

[Translation done.]

* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[The technical field to which invention belongs] this invention relates to the parallel hybrid vehicles it can run by making an engine into the source of power at least.

[0002]

[Description of the Prior Art] In recent years, the hybrid vehicles which make an engine and a motor the source of power are proposed (for example, technology given in JP,9-47094,A etc.). There are the so-called parallel hybrid vehicles as a kind of hybrid vehicles. By the torque conversion means, parallel hybrid vehicles change into a target rotational frequency and target torque through conversion with power and power, and the rotational frequency and torque of an engine are outputted to a driving shaft, and they run torque. The composition which consists of a power adjusting device transmitted an exchange of power adjusting power and a motor is applied to a torque conversion means. The part is transmitted to a driving shaft by the power adjusting device, and, as for the power outputted from the engine, residual power is revived as power. A battery stores electricity this power or it is used for driving the motor as sources of power other than an engine. It is not concerned with the demand power which parallel hybrid vehicles can output the power outputted from the engine to a driving shaft with arbitrary rotational frequencies and torque, and should be outputted from a driving shaft, but since the high operation point of operation efficiency can be chosen and it can operate, the engine is excellent in mpg and exhaust air purification nature.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the parallel hybrid vehicles of the above-mentioned composition, torque conversion is performed through conversion with power and power. Usually predetermined loss follows on conversion with power and power. It originated in this loss and operation efficiency high enough was not able to be maintained by the conventional parallel hybrid vehicles by the operating range at large it can run. For example, operation efficiency might fall in a high-speed operating range or the operating range as which high torque is required.

[0004] Moreover, by the conventional hybrid vehicles, at the time of torque conversion, circulation of power might occur and operation efficiency might fall. Circulation of power is explained concretely. Drawing 22 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles which combined the motor with the driving shaft. Here, the case where a planetary gear PG and Generator G were applied was shown as a power adjusting device. A planetary gear PG is also called epicyclic gear and consists of a planetary pinion gear which revolves around the sun while rotating the sun gear which rotates at the center, and its circumference, and a starter ring which rotates on the periphery further. The planetary pinion gear is supported to revolve by the planetary carrier. a planetary gear PG -- as everyone knows -- the element of a sun gear, a planetary carrier, and three persons of a starter ring -- determination of the rotation state of two persons' element has the mechanical property that the rotation state of a residual element is determined, inside Based on this property, a planetary gear PG can distribute and transmit the power inputted into one element to other two elements. With the composition illustrated to drawing 22 , Generator G is combined with a sun gear, Engine EG is combined with a planetary carrier, and Motor AM and a driving shaft DS are combined with a starter ring. A planetary gear PG, Generator G, and Motor AM constitute the torque inverter TC. With this composition, there is a property that operation efficiency becomes [the rotational frequency of a driving shaft] high rather than the rotational frequency of an engine at the time of a low undershirt drive run.

[0005] Drawing 23 is explanatory drawing showing the situation of transfer of the power in the state where the rotational frequency of an engine is higher than the rotational frequency of a driving shaft in the hybrid vehicles which combined the motor with the driving shaft. The power outputted from Engine EG increases torque, and is outputted from a driving shaft DS while it reduces a rotational frequency. The power PU1 outputted from Engine EG is distributed to two by the planetary gear PG, and a part is transmitted as power PU2 with which a rotational frequency

and torque were reduced. A residual portion is transmitted to Generator G. If Generator G drives under this power, since power generation will be performed, a part of power outputted from Engine EG is revived as power EU 1. The power PU3 which consists of the rotational frequency and torque which were demanded is outputted to a driving shaft DS by carrying out power running of the assistant motor AM, and compensating the torque of an insufficiency with this power EU 1.

[0006] Drawing 24 is explanatory drawing in which the rotational frequency of an engine shows the situation of transfer of the power in a low state rather than the rotational frequency of a driving shaft in the hybrid vehicles which combined the motor with the driving shaft. The power PU1 outputted from Engine EG is transmitted to a downstream from a planetary gear PG by driving Generator G as power PU4 which it accelerated. Next, the power PU3 which consists of the rotational frequency and torque which were demanded is outputted to a driving shaft DS by giving a load by the assistant motor AM and reducing excessive torque. By the assistant motor AM, a load is given by reviving a part of power PU4 as power EU 2. This power is used for the power running of Generator G.

[0007] Comparison of both supplies the power with which the power outputted from the engine was revived by power adjusting-device PG+G located in an upstream in the path transmitted to a driving shaft to the assistant motor AM located in a downstream in the case (drawing 23) where the rotational frequency of Engine EG is higher than the rotational frequency of a driving shaft. In the case (drawing 24) where the rotational frequency of Engine EG is lower than the rotational frequency of a driving shaft, the power conversely revived by the assistant motor AM located in a downstream is supplied to power adjusting-device PG+G located in an upstream. The power supplied to power adjusting-device PG+G is supplied to the assistant motor AM located in a downstream as again mechanical power. Consequently, the circulation gamma 1 of the power shown in drawing 24 arises. If the circulation gamma 1 of power arises, in order that the power effectively transmitted to a driving shaft DS among the power outputted from Engine EG may decrease, the operation efficiency of hybrid vehicles falls.

[0008] On the contrary, when a motor is combined with an output shaft, it becomes the composition combined in order of the engine, the motor, and the power adjusting device. Drawing 25 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles which combined the motor with the output shaft. Motor AM is combined with the output shaft CS of Engine EG, and the planetary gear PG and Generator G as a power adjusting device are combined with a driving shaft DS as illustrated. With this composition, there is a property that operation efficiency becomes high, conversely at the time of the overdrive run with the rotational frequency of a driving shaft higher than the rotational frequency of an engine.

[0009] Drawing 26 is explanatory drawing showing the situation of transfer of the power in the state where the rotational frequency of an engine is higher than the rotational frequency of a driving shaft in the hybrid vehicles which combined the motor with the output shaft. Drawing 27 is explanatory drawing showing the situation of transfer of the power in the state where the rotational frequency of an engine is lower than the rotational frequency of a driving shaft in the hybrid vehicles which combined the motor with the output shaft. About the power transmitted, since adjustment of a rotational frequency is possible at a planetary gear PG, by the hybrid vehicles which combined the motor with the output shaft, a phenomenon contrary to the case where it combines with a driving shaft occurs. In the case (drawing 26) where the rotational frequency of Engine EG is lower than the rotational frequency of a driving shaft, the power EO1 revived by power adjusting-device PG+G located in a downstream is supplied to the assistant motor AM located in an upstream. On the contrary, in the case (drawing 27) where the rotational frequency of Engine EG is higher than the rotational frequency of a driving shaft, EO2 revived by the assistant motor AM located in an upstream is supplied to power adjusting-device PG+G located in a downstream. Therefore, the circulation gamma 2 of the power which shows a motor in the state where it combined with the output shaft of an engine at drawing 26 in the case of the former arises, and the operation efficiency of hybrid vehicles falls.

[0010] Thus, by the conventional hybrid vehicles, according to the combination place of Motor AM, circulation of power arises in a specific travel corridor, and operation efficiency falls. It is also possible to switch the combination place of Motor AM between the output shaft CS of an engine and a driving shaft DS according to the operational status of vehicles so that circulation of power may not be produced. However, in this case, in order to realize a switch, an equipment configuration complicates the combination place of Motor AM, or in it, a torque shock arises at the time of a switch, and the new technical problem of reducing the degree of comfort and responsibility of vehicles is produced in it.

[0011] this invention is made in order to solve a part of above-mentioned technical problem [at least], and it aims at providing a direct-drive shaft with the efficient hybrid vehicles which can realize operation which comes out in an extensive field in the parallel hybrid vehicles in which an output is possible for a part of power from an engine.

[0012]

[A The means for solving a technical problem, and its operation and effect] In order to solve a part of above-mentioned

technical problem [at least], this invention adopted the following composition. The driving shaft for the hybrid vehicles of this invention outputting the engine which has an output shaft, and power, They are the hybrid vehicles which have the 1st axis of rotation combined with the aforementioned output-shaft side, and the 2nd axis of rotation combined with the aforementioned driving shaft side, change the rotational frequency and torque of this 1st axis of rotation through conversion with power and power, and equip this 2nd axis of rotation with the torque conversion means in which an output is possible. It intervenes in a path until the power outputted from the aforementioned engine is outputted to the aforementioned driving shaft, and let it be a summary to have the change gear which transmits power with a predetermined change gear ratio.

[0013] The loss in hybrid vehicles is mainly generated with a torque conversion means. By the hybrid vehicles of the above-mentioned composition, torque conversion of the power outputted from the engine through conversion with power and power can be carried out, and it can output to a driving shaft. Usually in conversion with power and power, predetermined energy loss arises. If this energy loss becomes large, the operation efficiency of hybrid vehicles will fall.

[0014] When the target rotational frequency and target torque which should be outputted to the rotational frequency and the torque, and the driving shaft of the power (it is hereafter called direct power) mechanically transmitted to a driving shaft from an engine are in agreement, there is no need for torque conversion. In this case, since conversion with power and power is not made, operation efficiency is high. On the other hand, when the rotational frequency and torque of direct power differ from the target rotational frequency of a driving shaft, and target torque, torque conversion is performed through conversion with power and power. That is, residual power is once replaced by power, outputting to a driving shaft by making into mechanical direct power a part of power outputted from an engine. The motor prepared in the interior of a torque conversion means using this power is driven, the difference between direct power and the target power of a driving shaft is compensated, and the power which consists of a target rotational frequency and target torque is outputted to a driving shaft. If the difference between direct power and the target power of a driving shaft becomes large, since the converted quantity of power and power will become large, the loss produced at the time of conversion also becomes large. Consequently, the operation efficiency of hybrid vehicles falls.

[0015] According to the hybrid vehicles of this invention, the difference between direct power and the target power of a driving shaft can be suppressed by operation of the above-mentioned change gear. The rotational frequency of direct power is very smaller than the rotational frequency of target power, and considers a run state to be accelerated with a torque conversion means. In this case, according to the hybrid vehicles of this invention, the rotational frequency of the direct power from an engine can be accelerated by switching a change gear at an accelerating side. Since it will end with a torque conversion means if conversion which adjusts the difference in in the direct power and target power which it accelerated is performed, the converted quantity of power and power can be reduced. If it puts in another way, the rate of direct power can be increased among the power outputted to a driving shaft. Consequently, the loss produced in a torque inverter can be suppressed and the operation efficiency of hybrid vehicles can be improved.

[0016] The rotational frequency of direct power can be very higher than the rotational frequency of target power, and a slowdown can improve operation efficiency similarly in a required run state with a torque conversion means. In this case, if it puts in another way, the torque of direct power is very lower than the torque of target power, and equivalent to the run state which needs torque addition with a torque conversion means. According to the hybrid vehicles of this invention, in this run state, the torque of the direct power from an engine can be increased by switching a change gear ratio to a slowdown side. Therefore, since it will end with a torque conversion means if conversion which adjusts the difference in in the direct power and target power by which torque addition was carried out is performed, the converted quantity of power and power can be reduced and the operation efficiency of hybrid vehicles can be improved.

[0017] In addition, although it is also possible to use the mechanism which can change gears on the so-called stepless story, as for the above-mentioned change gear, it is desirable to use the mechanism which can change gears with the fixed change gear ratio set up beforehand. The need of changing into arbitrary rotational frequencies and torque the rotational frequency outputted from an engine by the torque conversion means by hybrid vehicles, and preparing the change gear of a stepless story further since an output is possible is low. By preparing the change gear of a stepless story, a technical problem with complication of an equipment configuration, enlargement, etc. new on the contrary may be caused. since [on the other hand,] the change gear of the fixed change gear ratio set up beforehand is simple composition -- evils, such as complication of equipment, enlargement, and increase of a manufacturing cost, -- it is few and can incorporate Moreover, the purpose of suppressing conversion of the power in a torque conversion means and power can be enough attained by changing gears with a fixed change gear ratio. As for this viewpoint to the above-mentioned change gear, it is desirable to use the mechanism which can change gears with the fixed change gear ratio set up beforehand.

[0018] A change gear just realizes two or more change gear ratios. The change gear ratio does not necessarily need to

be equipped with the both sides by the side of a slowdown and accelerating. For example, it does not matter as a thing using the change gear which can be switched in the state of the state where the input side and output side of a change gear ratio were linked directly, or a slowdown or accelerating. It is [be / possible / realization of operation at higher efficiency] so needless to say that there are naturally many change gear ratios which can switch a change gear in a bird clapper.

[0019] A target power setting means to set up the target power of the aforementioned driving shaft in the combination of a target rotational frequency and target torque although not mattered in the hybrid vehicles of this invention as what switches the above-mentioned change gear manually, The engine control means which operate the aforementioned engine with the rotational frequency and torque which were set up by giving priority to operation efficiency according to the aforementioned target power, It is desirable to control the aforementioned change gear and to have a gear change mechanism means to realize the change gear ratio which the difference of the input rotational frequency of the 1st axis of rotation of the above and the output rotational frequency of the 2nd axis of rotation becomes predetermined within the limits set up beforehand.

[0020] According to this composition, the change gear ratio of a change gear can be controlled automatically, and hybrid vehicles can be operated at high efficiency. Moreover, since a change gear can be switched without applying a burden to an operator, the convenience of hybrid vehicles can be improved. In addition, the predetermined range used as the criteria of the above-mentioned control can set up a suitable value variously about the difference of an input rotational frequency and an output rotational frequency according to the composition of vehicles in consideration of a hybrid rolling-stock-run field, target operation efficiency, etc.

[0021] In the hybrid vehicles of this invention moreover, the aforementioned change gear In the aforementioned hybrid rolling-stock-run field the size relation between the aforementioned input rotational frequency and the aforementioned output rotational frequency It is the mechanism in which power is transmitted at least with the change gear ratio set up in the range which the conversion efficiency by this torque conversion means can maintain in the relation of a high side. the aforementioned change gear control means It is desirable that it shall be a means by which control this change gear and the aforementioned conversion efficiency maintains the size relation between the aforementioned input rotational frequency and an output rotational frequency in the relation of a high side.

[0022] With the torque conversion means of hybrid vehicles, circulation of power may arise according to the size relation between the input rotational frequency of the 1st axis of rotation, and the output rotational frequency of the 2nd axis of rotation, and efficiency may fall as previously explained concretely using drawing 22 - drawing 27 . According to the composition of a torque conversion means, circulation of power is produced, when an input rotational frequency and an output rotational frequency have a predetermined size relation. According to the above-mentioned hybrid vehicles, a rolling-stock-run field can set almost generally, the size relation between an input rotational frequency and an output rotational frequency can be maintained more to a side with high efficiency, and operation efficiency can be improved. In addition, the hybrid vehicles of the above-mentioned composition suppress decline in the efficiency at the time of torque conversion. Therefore, the above-mentioned change gear control means should just maintain the above-mentioned size relation in the fixed state in the travel corridor to which torque conversion is performed. It is not necessary to necessarily maintain the above-mentioned size relation even in the travel corridor for which torque conversion is not needed.

[0023] More specifically about the hybrid vehicles which maintain the size relation between an input rotational frequency and an output rotational frequency, the following mode is desirable. As for the 1st mode, the aforementioned torque conversion means is combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd axis of rotation. by exchange of power The power adjusting device which adjusts the power of this 1st axis of rotation to the power with which rotational frequencies differ at least, and is transmitted to this 2nd axis of rotation, When it is a means equipped with the motor combined with the 2nd axis of rotation of the above, the relation of a side with the aforementioned high conversion efficiency is a relation with the aforementioned larger input rotational frequency than the aforementioned output rotational frequency.

[0024] The 1st mode is equivalent to the mode previously shown in drawing 22 . The planetary gear PG and Generator G in drawing 22 are equivalent to an above-mentioned power adjusting device, and equivalent to the motor with the above-mentioned assistant motor AM. Of course, it does not mean that this is limited to the composition of drawing 22 . When an input rotational frequency is lower than an output rotational frequency, in the composition with which the motor was combined with the driving shaft, circulation of power occurs, as drawing 23 and drawing 24 already explained. In the 1st mode, since the state where an input rotational frequency is higher than an output rotational frequency is maintainable, torque conversion can be performed at high efficiency.

[0025] As for the 2nd mode, the aforementioned torque conversion means is combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd axis of rotation. by exchange of power The power adjusting device which adjusts the power of

the 1st axis of rotation of the above to the power with which rotational frequencies differ at least, and is transmitted to the 2nd axis of rotation, When it is a means equipped with the motor combined with the 1st axis of rotation of the above, the relation of a side with the aforementioned high conversion efficiency is a relation with the aforementioned input rotational frequency smaller than the aforementioned output rotational frequency.

[0026] The 2nd mode is equivalent to the mode previously shown in drawing 25 . Of course, it does not mean that this is limited to the composition of drawing 25 . When an input rotational frequency is higher than an output rotational frequency, in the composition with which the motor was combined with the driving shaft, circulation of power occurs, as drawing 26 and drawing 27 already explained. In the 2nd mode, since the state where an input rotational frequency is lower than an output rotational frequency is maintainable, torque conversion can be performed at high efficiency.

[0027] In the hybrid vehicles of this invention, various selections are possible for the place in which the aforementioned change gear is prepared. For example, the aforementioned change gear can be prepared between the aforementioned output shaft and a torque conversion means. Moreover, the aforementioned change gear can also be prepared between the aforementioned torque conversion means and the aforementioned driving shaft. Of course, it is good also as what prepares a change gear for the both sides between the aforementioned output shaft and a torque conversion means and between a torque conversion means and a driving shaft, respectively.

[0028] It can change gears and the former mode, i.e., the thing which makes a change gear intervene between the output shaft of Engine EG and a torque conversion means, then the power outputted from Engine EG can be inputted into a torque conversion means. That is, the difference of an input rotational frequency and an output rotational frequency is controllable within the limits of predetermined by changing gears the input rotational frequency side of a torque conversion means.

[0029] It can change gears and the latter mode, i.e., the thing which makes a change gear intervene between a torque conversion means and a driving shaft, then the power by which a shell output is carried out from a torque conversion means can be outputted to a driving shaft. Let the target rotational frequency and output rotational frequency of a driving shaft be a different value by carrying out like this. Therefore, according to the latter mode, the difference of an input rotational frequency and an output rotational frequency is controllable within the limits of predetermined by changing gears the output rotational frequency side of a torque conversion means.

[0030] It does not matter as what chooses any between two above-mentioned modes. In consideration of the torque outputted from Engine EG and the range of a rotational frequency, the torque required of a driving shaft and the range of a rotational frequency, the torque permitted by the torque conversion means, and the range of a rotational frequency, it can choose suitably. For example, when the power of very big torque is outputted from an engine, it is desirable to make a change gear intervene between an engine and a torque conversion means, to reduce the torque from an engine, and to input into a torque conversion means. Moreover, it is also desirable to choose the bonding site of a change gear so that complication of the composition of the whole equipment and enlargement may be avoided.

[0031] In the hybrid vehicles of this invention, the aforementioned change gear can also apply various composition. For example, the aforementioned change gears shall be the planetary gear by which the two axes of rotation were combined with the aforementioned aforementioned output-shaft and driving shaft side among the three axes of rotation, respectively, and a mechanism alternatively equipped with the coupling means in which combination and release are possible about the axis of rotation of the remainder of this planetary gear for the control means in which rotation and control are possible, and the two aforementioned axes of rotation.

[0032] A planetary gear consists of a planetary carrier equipped with the planetary pinion gear which revolves around the sun while rotating the periphery of the sun gear which rotates at the center, and a sun gear, and a starter ring which rotates on the periphery further. The three above-mentioned axes of rotation mean the axis of rotation combined with the sun gear, the planetary carrier, and the starter ring, respectively. It is the meaning included at an output-shaft and driving shaft side when it is not necessary to necessarily couple combination directly with an output shaft and a driving shaft and is combined by the output shaft or the driving shaft through the torque conversion means. Although it is a well-known fact, the planetary gear has the property that the rotation state of the residual axis of rotation is decided, if the rotation state of the two axes of rotation is decided among these three axes of rotation.

[0033] An operation of the change gear of the above-mentioned composition is explained. The two above-mentioned axes of rotation are released, and the case where the above-mentioned control means controls rotation of the one axis of rotation of a planetary gear is considered. Consequently, since the rotation state of another side will also be decided about the two released axes of rotation if one rotation state is decided, both will be in a state equivalent to having been combined by the gear. The gear ratio of combination becomes settled by the gear ratio of a planetary gear. On the other hand, while combining the two above-mentioned axes of rotation, the case where the residual axis of rotation is released is considered. At this time, the two combined axes of rotation are rotated in one. Therefore, the axis of rotation by the side of an output shaft and a driving shaft will be in the state where it was linked directly. Thus, according to the

change gear of the above-mentioned composition, by operating coupling means and a control means, it can join together with a predetermined change gear ratio, or the two axes of rotation can be linked directly. And this operation is realizable by the comparatively small equipment configuration. In addition, about the integrated state to the three axes of rotation of a planetary gear, various modes are selectable.

[0034] In the hybrid vehicles of this invention, the aforementioned torque conversion means can also apply various composition. For example, the aforementioned torque conversion means shall have the generator which has a rotor shaft, and the three axes of rotation, and shall be a means equipped with the planetary gear by which this axis of rotation was combined with the aforementioned output shaft, the driving shaft, and the rotor shaft, respectively, and the motor combined with either the 1st axis of rotation of the above, or the 2nd axis of rotation.

[0035] According to this composition, based on general operation of a planetary gear, the power of the 1st axis of rotation can be distributed and transmitted to a driving shaft and a rotor shaft. Therefore, while transmitting to the 2nd axis of rotation, adjusting a part of inputted power to a target rotational frequency, the power distributed to the rotor shaft can be revived as power with a generator. In this way, as for the transmitted power, only torque is different from the target torque of a driving shaft. the above-mentioned motor -- power running -- or a difference of torque can be compensated if regeneration operation is carried out According to above-mentioned composition, it can function as a torque conversion means by this operation.

[0036] Moreover, the aforementioned torque conversion means shall be a means equipped with the motor for Rota which has the 1st Rota combined with the 1st axis of rotation of the above, and the 2nd Rota combined with the 2nd axis of rotation of the above, and the motor combined with either the 1st axis of rotation of the above, or the 2nd axis of rotation.

[0037] according to the motor for Rota -- the electromagnetism of the 1st Rota and the 2nd Rota -- it can transmit to the 2nd axis of rotation, combination of-like adjusting the inputted power to a target rotational frequency Moreover, it is also possible to revive a part of power as power by relative slipping between both. Power running or the difference with the torque of power transmitted when carrying out regeneration operation, and target torque can be compensated for the above-mentioned motor. According to above-mentioned composition, it can function as a torque conversion means by this operation.

[0038] this invention can also be constituted as the control method besides hybrid vehicles. Namely, the driving shaft for the control method of this invention outputting the engine which has an output shaft, and power, It has the 1st axis of rotation combined with the aforementioned output-shaft side, and the 2nd axis of rotation combined with the aforementioned driving shaft side, and the rotational frequency and torque of this 1st axis of rotation are changed through conversion with power and power. The torque conversion means in which an output is possible to this 2nd axis of rotation, It intervenes in a path until the power outputted from the aforementioned engine is outputted to the aforementioned driving shaft. It is the control method which controls operation of hybrid vehicles equipped with the change gear which transmits power by the predetermined change gear ratio (a). The process which sets up the target power of the aforementioned driving shaft in the combination of a target rotational frequency and target torque, (b) The process which operates the aforementioned engine with the rotational frequency and torque which were set up by giving priority to operation efficiency according to the aforementioned target power, (c) It is the control method equipped with the process which controls the change gear ratio of the aforementioned change gear so that the difference of the input rotational frequency of the 1st axis of rotation of the above and the output rotational frequency of the 2nd axis of rotation may become predetermined within the limits set up beforehand.

[0039] According to this control method, by the same operation, in an extensive operating range, it is efficient, and vehicles can be operated as hybrid vehicles explained previously. In addition, in the above-mentioned control method, it cannot be overemphasized that paper of the various additional elements previously explained by hybrid vehicles can be carried out.

[0040]

[Embodiments of the Invention] Hereafter, the form of operation of this invention is explained based on an example.

(1) Composition of an example : first, use and explain drawing 1 about the composition of an example. Drawing 1 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles of this example. The power system of these hybrid vehicles consists of the next composition. The engine 150 with which the power system was equipped is the usual gasoline engine, and rotates a crankshaft 156. Operation of an engine 150 is controlled by EFIECU170. EFIECU170 is a one-chip microcomputer which has CPU, ROM, RAM, etc. inside, and CPU performs control of the charge of fuel injection and others of an engine 150 according to the program recorded on ROM. In order to enable these control, the various sensors in which the operational status of an engine 150 is shown are connected to EFIECU170. The rotational frequency sensor 152 which detects the rotational frequency of a crankshaft 156 as one exists. Illustration of other sensors, a switch, etc. was omitted. In addition, the control unit 190 is connected electrically

and EFIECU170 is exchanging various information by communication between control units 190. EFIECU170 is controlling the engine 150 in response to the various instruction values about the operational status of an engine 150 from the control unit 190.

[0041] The engine 150 is combined with the planetary gear 200 which constitutes a gear change mechanism. The planetary gear 200 consists of a planetary pinion gear 202 which revolves around the sun while rotating the sun gear 201 which rotates at the center, and its circumference, and three kinds of gears of the starter ring 204 which rotates in the circumference further. The planetary pinion gear 202 is supported to revolve by the planetary carrier 203. The crankshaft 156 is combined with the planetary carrier 203. Since a gear change mechanism is constituted, the brake 220 for controlling the rotation is formed in the sun gear 201 of a planetary gear 200. Moreover, the clutch 210 which combines or releases the planetary carrier 203 and a starter ring is also formed. Turning on and off of a clutch 210 and a brake 220 is controlled by the control unit 190. About an operation of a gear change mechanism, it mentions later. In the path which the power outputted from the engine 150 located in an upstream is delivered, the axis-of-rotation slack starter-ring shaft 205 of a starter ring 204 is further formed in a downstream, and is combined with the planetary gear 120 which constitutes a power adjusting device.

[0042] The planetary gear 120 consists of a sun gear 121, a planetary pinion gear 122, and three kinds of gears of a starter ring 124. The planetary pinion gear 122 is supported to revolve by the planetary carrier 123. The starter-ring shaft 205 is combined with the planetary carrier 123. The motor 130 is combined with the sun gear 201. It is combined with the assistant motor 140 and a driving shaft 112, and the starter ring 204 is further combined with the axle 116 equipped with the driving wheel through the differential gear 114.

[0043] The motor 130 is constituted as a synchronous motor generator, and is equipped with Rota 132 which has two or more permanent magnets in a peripheral face, and the stator 133 around which the three phase coil which forms rotating magnetic field was wound. A motor 130 operates as a motor which carries out a rotation drive according to the interaction of the magnetic field by the permanent magnet with which Rota 132 was equipped, and the magnetic field formed with the three phase coil with which the stator 133 was equipped, and operates also as a generator which makes the ends of the three phase coil wound around the stator 133 by these interactions produce electromotive force depending on the case. In addition, although the flux density between Rota 132 and a stator 133 was able to apply the sinusoidal magnetization motor which carries out a sine distribution to a circumferential direction, by this example, the non-sinusoidal wave magnetization motor in which an output of comparatively big torque is possible was used for the motor 130.

[0044] The stator 133 of a motor 130 is electrically connected to the battery 194 through the drive circuit 191. The drive circuit 191 is the transistor inverter which equipped the interior with two or more transistors as a switching element, and is electrically connected with the control unit 190. If a control unit 190 carries out PWM control of the time of turning on and off of the transistor of the drive circuit 191, the three-phase alternating current which uses a battery 194 as a power supply will flow to the stator 133 of a motor 130. Rotating magnetic field are formed in a stator 133 of this three-phase alternating current, and a motor 130 rotates.

[0045] The assistant motor 140 as well as a motor 130 is constituted as a synchronous motor generator, and is equipped with Rota 142 which has two or more permanent magnets in a peripheral face, and the stator 143 around which the three phase coil which forms rotating magnetic field was wound. The assistant motor 140 is connected to the battery 194 through the drive circuit 192. The drive circuit 192 is also constituted by the transistor inverter and it connects with the control unit 190 electrically. If the transistor of the drive circuit 192 is switched with the control signal of a control unit 190, the three-phase alternating current will flow to a stator 143, rotating magnetic field will be produced, and the assistant motor 140 will rotate. In this example, the non-sinusoidal wave magnetization motor was applied as an assistant motor 140.

[0046] The operational status of the hybrid vehicles of this example is controlled by the control unit 190. Like [a control unit 190] EFIECU170, it is the one-chip microcomputer which has CPU, ROM, RAM, etc. inside, and according to the program recorded on ROM, it is constituted so that various control processings which CPU mentions later may be performed. In order to enable these control, various kinds of sensors and switches are electrically connected to the control unit 190. The rotational frequency sensor 117 grade which detects the accelerator pedal position sensor 165 for detecting the control input of an accelerator pedal and the rotational frequency of an axle 116 as the sensor connected to the control unit 190 and a switch is mentioned. EFIECU170 is connected electrically and the control unit 190 is exchanging various information by communication between EFIECU(s)170. By outputting information required for control of an engine 150 to EFIECU170 from a control unit 190, an engine 150 is indirectly controllable. Conversely, information, such as a rotational frequency of an engine 150, can also be inputted from EFIECU170.

[0047] The hybrid vehicles of this example can change the change gear ratio at the time of combining an engine 150

with a planetary gear 120 by operation of a planetary gear 200, if turning on and off of the clutch 210 and brake 220 which constitute a gear change mechanism is changed. Drawing 2 is explanatory drawing showing operation of a gear change mechanism. Four kinds of combination realized by turning on and off of a clutch 210 and turning on and off of a brake 220 was shown. In addition, turning on and off of a clutch 210 and a brake 220 is controlled by the control unit 190.

[0048] In order to explain operation of a gear change mechanism, the general property of a planetary gear 200 is explained first. It is known with the sufficient mechanism study top that the following relations will be materialized to the rotational frequency and torque of the axis of rotation by which the planetary gear 200 was combined with each of a sun gear 201, the planetary carrier 203, and a starter ring 204. That is, if the power state of the two axes of rotation is determined among the three above-mentioned axes of rotation, based on the following relational expression, the power state of the one residual axis of rotation will be determined.

$$N_s = (1 + \rho) / \rho \times N_c - N_r / \rho;$$

$$N_c = \rho / (1 + \rho) \times N_s + N_r / (1 + \rho);$$

$$N_r = (1 + \rho) N_c - \rho N_s;$$

$$T_s = T_c \times \rho / (1 + \rho) = \rho T_r;$$

$$T_r = T_c / (1 + \rho);$$

Number of teeth of the number of teeth / starter ring 202 of the $\rho =$ sun gear 201 ... (1)

;

[0049] It is here and, for torque; N_c of a sun gear 201, rotational frequency; T_c of the planetary carrier 203 is [N_s / rotational frequency; T_s of a sun gear 201 / rotational frequency; T_r of a starter ring 204 of torque; N_r of the planetary carrier 203] torque [of a starter ring 204];.

[0050] A gear change mechanism can change a change gear ratio as it is shown below based on the above-mentioned property of a planetary gear 200. The state at the time of turning ON a clutch 210 and a brake 220 was shown in both the upper left of drawing 2 as an integrated state A. Since the brake 220 is turned on, rotation of a sun gear 201 is controlled and a rotational frequency is set to 0. Moreover, since the clutch 210 is turned on [it], it is combined and both rotate a starter ring 204 and the planetary carrier 203 in one. Consequently, if a value 0 is substituted for N_s of an upper formula (1) and $N_c = N_r$ is substituted, as for a planetary gear 200, the rotational frequency of all gears will serve as a value 0 a clear passage. Therefore, it cannot run in an integrated state A.

[0051] The integrated state at the time of turning OFF a clutch 210 and turning ON a brake 220 as an integrated state B, was shown in the upper right. Since the brake 220 is turned on [it], the rotational frequency N_s of a sun gear 201 is a value 0. On the other hand, since the clutch 210 is turned off [it], it can rotate at a rotational frequency which is different in a starter ring 204 and the planetary carrier 203. If a value 0 is substituted for N_s of an upper formula (1), the relation of the rotational frequency N_r of a starter ring 204 and the rotational frequency N_c of the planetary carrier 203 will be given by " $N_r = (1 + \rho) N_c$ " a clear passage. namely, an engine 150 will be in a state equivalent to one times the rotational frequency of $1 + \rho$ having accelerated, and having been combined with the planetary gear 120

[0052] Drawing 3 is explanatory drawing showing typically an integrated state equivalent to the case where turned OFF the clutch 210 and a brake 220 is turned ON. In equivalent composition, an engine 150 is combined with a planetary gear 120 through the gear change gears TG1 and TG2 of fixation as illustrated. The change gear ratio of the gear change gears TG1 and TG2 is " $1 / (1 + \rho)$." That is, as above-mentioned, it accelerates the rotational frequency of an engine 150 " $1 + \rho$ " twice, and it is transmitted to a planetary gear 120. Conversely, torque is " $1 / (1 + \rho)$ /" Doubled, and is transmitted to a planetary gear 120. In the following explanation, an integrated state B is called an accelerating integrated state.

[0053] The integrated state at the time of turning ON a clutch 210 and turning OFF a brake 220 as an integrated state C, was shown in the lower left of drawing 2. Since the brake 220 is turned off [it], a sun gear 201 can be rotated freely. On the other hand, since the clutch 210 is turned on [it], a starter ring 204 and the planetary carrier 203 rotate in one. Since rotation of a sun gear 201 is not controlled unlike the integrated state A, rotation of a starter ring 204 and the planetary carrier 203 is not barred. Therefore, an integrated state C is equivalent to the state where the engine 150 was directly linked with the planetary gear 120. Drawing 4 is explanatory drawing showing typically an integrated state equivalent to the case where turned ON the clutch 210 and a brake 220 is turned OFF. With equivalent composition, an engine 150 is directly linked with a planetary gear 120 as illustrated. In the following explanation, an integrated state C is called a direct connection state.

[0054] The integrated state at the time of setting a clutch 210 and a brake 220 to OFF was shown in both the lower right of drawing 2 as an integrated state D. Since the brake 220 is turned off [it], a sun gear 201 can be rotated freely. Moreover, since the clutch 210 is also released, it can rotate at the rotational frequency from which the planetary carrier 203 and a starter ring 204 also differ. In this state, even if one rotation state is determined among the planetary

carrier 203 and a starter ring 204, the rotation state of another side is not determined. That is, power cannot be transmitted between the planetary carrier 203 and a starter ring 204. This is equivalent to the state where the engine 150 was separated from the planetary gear 120.

[0055] A gear change mechanism can take four kinds of integrated states by turning on and off of a clutch 210 and a brake 220 as above-mentioned. However, it is as above-mentioned an integrated state B (accelerating integrated state) and the integrated state C (direct connection state) which can transmit power to a planetary gear 120 from an engine 150. Therefore, in this example, these two kinds of integrated states are properly used according to the rolling-stock-run state.

[0056] As for the hybrid vehicles of this example, according to the vehicle speed, the range which can operate an engine 150 is restricted from the limit on the mechanism of a planetary gear 120. This limit is called **** limit. Hereafter, the reason which a **** limit produces, and its range are explained.

[0057] Drawing 5 is explanatory drawing showing the rotation state of a planetary gear 120. It is drawing called collinear view. The rotational frequency of each gear of a planetary gear 120 is expressed with the formula (1) shown previously. The rotational frequency of each gear is in proportionality a passage clear from a formula (1). Therefore, the rotational frequency of each gear is expressed in a straight line as it is shown in drawing 5, if the coordinate corresponding to a sun gear 121 (S), the planetary carrier 123 (C), and a starter ring 124 (R) is taken along a horizontal axis, respectively so that the distance between SCs and the distance between CR may become in the relation of 1:rho1, and the rotational frequency of each gear is taken along a vertical axis in each coordinate. In addition, rho 1 is the gear ratio of a planetary gear 120.

[0058] For example, the rotational frequency of a sun gear 121 considers the case where the rotational frequency of N_s and the planetary carrier 123 is [the rotational frequency of N_e and a starter ring 124] N_r . The rotation state of a sun gear 121 is shown the point P_s in the collinear view of drawing 5. Moreover, Point P_e and the rotation state of a starter ring 124 are shown for the rotation state of the planetary carrier 123 by Point P_r , respectively. Points P_s , P_e , and P_r are located on the straight line called collinear of operation, respectively.

[0059] Here, the case where the rotational frequency of a starter ring 124, i.e., the vehicle speed, falls is considered, maintaining uniformly the rotational frequency of the planetary carrier 123, i.e., the rotational frequency of an engine 150. The dashed line showed the collinear of operation in this case in drawing 5. Since the vehicle speed becomes low, the rotation state of a starter ring 124 is shown the point P_r1 in drawing 5. The rotational frequency of the planetary carrier 123 is fixed with Point P_e . Consequently, the rotational frequency of a sun gear 121 increases to the value shown with a point P_{s1} .

[0060] There is an upper limit of the rotational frequency permitted mechanically in each gear of a planetary gear 120. If the rotational frequency of an engine 150 is made high at the time of a low speed as shown in drawing 5, the case where the rotational frequency of a sun gear 121 becomes very high, and the upper limit permitted is exceeded will arise. In order to make it the rotational frequency of a sun gear 121 not exceed an upper limit, it is necessary to lower the rotational frequency of an engine 150 to the value equivalent to the point P_{e1} in drawing 5. Thus, by the hybrid vehicles of this example, it originates in a mechanical limit of a planetary gear 120, and the range of an engine 150 which can be operated is restricted according to the vehicle speed. This limit is a **** limit.

[0061] Drawing 6 is explanatory drawing showing the **** limit in the hybrid vehicles of this example. Operation is performed by the vehicle speed and the engine speed within the limits which were expressed in the usable field in drawing as mentioned above. In addition, the field shown as the solid line in drawing 6 shows the usable field at the time of changing a change gear into a direct connection state. Since the rotational frequency inputted into a planetary gear 120 becomes higher than the real rotational frequency of an engine when a change gear is made into an accelerating state, an usable field shifts to the field shown with the dashed line in drawing 6.

[0062] (2) Explain operation which changes into the rotational frequency and torque of which the power outputted from the engine 150 was required as general operation of general operation:, next the hybrid vehicles of this example, and is outputted to an axle 116. Below, since explanation is easy, the gear ratio of a differential gear 114 is explained as what is a value 1. That is, let the rotational frequency of an axle 116, the rotational frequency of torque and a driving shaft 112, and torque be equals.

[0063] Drawing 7 is explanatory drawing showing the situation of the torque conversion in the case of "the rotational frequency N_e of the rotational frequency N_d < engine 150 of an axle 116." The rotational frequency N was taken on the horizontal axis, Torque T was taken on the vertical axis, and the operation point P_e of an engine 150 and the rotation point P_d of an axle 116 were shown. The curve P in drawing 7 is a curve with the fixed product of power, i.e., a rotational frequency, and torque. The case where change into the power P_d of the torque T_d higher than the rotational frequencies N_d and T_e lower than N_e the power P_e outputted from the engine 150 with a rotational frequency N_e and Torque T_e , and it is outputted from an axle 116 is considered. In addition, a gear change mechanism shall be in a direct

connection state.

[0064] When performing conversion shown in drawing 7, the rotational frequency N_d of an axle 116 is smaller than the rotational frequency N_e of an engine 150. The rotational frequency of the planetary carrier 123 is equal to the rotational frequency N_e of an engine 150, and the rotational frequency of a starter ring 124 is equal to the rotational frequency N_d of an axle 116. Therefore, the rotational frequency N_s and Torque T_s of a sun gear 121 are expressed with the following formula (2), respectively a passage clear from the formula (1) shown previously.

$$N_s = (1 + \rho_1) / \rho_1 \times N_e - N_d / \rho_1;$$

$$1 / (1 + \rho_1) \text{ of } T_s = T_e \rho_1; \text{ Number of teeth of the number of teeth / starter ring 124 of the } \rho_1 = \text{sun gear 121} \dots (2);$$

In addition, since a rotational frequency and torque are individually uncontrollable by engine 150 simple substance, an engine 150 will be operated with a rotational frequency N_e and Torque T_e as a result in fact by operating a motor 130 with an above-mentioned rotational frequency and above-mentioned torque.

[0065] The power outputted from the engine 150 is distributed to two by the planetary gear 120, and the part is inputted into a motor 130 as power of the above-mentioned rotational frequency and torque. A motor 130 revives power equal to the product of a rotational frequency N_s and Torque T_s as power. According to the upper formula (2), the power GU_1 revived is expressed with the following formula (3). This power is equivalent to the area of the field GU_1 in drawing 7.

$$GU_1 = N_s \times T_s = N_e \times T_e - N_d \times T_e / (1 + \rho_1) \dots (3)$$

[0066] The power of the remainder outputted from the engine 150 is transmitted to a starter ring 124, and a direct output is carried out to an axle 116 as mechanical power. According to the formula (1) shown previously, the torque T_{re} outputted to the engine 150 empty-vehicle shaft 116 is given by " $T_{re} = T_e / (1 + \rho_1)$." By outputting the torque " $T_d - T_{re}$ " of the difference of this torque and the target torque T_d of an axle from the assistant motor 140, the power of a rotational frequency N_d and Torque T_d can be outputted to an axle 116. Under the present circumstances, the assistant motor 140 consumes the power of the torque \times rotational frequency N_d of difference. The power AU_1 consumed is expressed with the following formula (4). This power is equivalent to the area of the field AU_1 in drawing 7.

$$AU_1 = (T_d - T_e / (1 + \rho_1)) \times N_d = T_d \times N_d - N_d \times T_e / (1 + \rho_1) \dots (4)$$

[0067] The power revived by the motor 130 is supplied to the assistant motor 140. When operated at 100% of efficiency the passage clear from comparison of an upper formula (3) and (4), the power GU_1 revived and the power consumed become equal. It is because the 2nd term of an upper formula (3) and (4) is equal, and the 1st term is equal if it takes into consideration that P_e and P_d are on the curve P of power regularity. That is, in the case of "the rotational frequency N_e of the rotational frequency $N_d <$ engine 150 of an axle 116", torque conversion at Point P_d can be performed from Point P_e by once changing into power the power equivalent to the field which attached hatching in drawing 7. In addition, in fact, with a bird clapper, since there is no operation efficiency in 100%, it follows carrying out of the power from a battery 194 on it, or it outputs the power equivalent to loss to it from an engine 150 at an excess, and the above-mentioned conversion is realized. Since explanation is easy, below, operation of this example is explained, using operation efficiency as 100%.

[0068] Drawing 8 is explanatory drawing showing the situation of the torque conversion in the case of "the rotational frequency N_e of the rotational frequency $N_d >$ engine 150 of an axle 116." When performing conversion shown in drawing 8, the rotational frequency N_d of an axle 116 is larger than the rotational frequency N_e of an engine 150. Therefore, a passage clear from an upper formula (2), the rotational frequency N_s of a sun gear 121 serves as negative, and is reversed. That is, in response to supply of power, power running of the motor 130 is carried out in the inversion direction. At this time, the power consumed is equal to the absolute value of an upper formula (3), and equal to the area of the field AU_2 which performed hatching in drawing 8.

[0069] On the other hand, the torque T_d of an axle 116 is smaller than the torque T_e of an engine 150. Therefore, regeneration operation of the assistant motor 140 is carried out with negative torque. The power revived at this time is equal to the absolute value of an upper formula (4), and equal to the area of the field GU_2 which performed hatching in drawing 8. If the operation efficiency in both motors is assumed to be 100%, the power revived by the motor 130 and the power supplied to the assistant motor 140 will become equal. That is, in the case of "the rotational frequency N_e of the rotational frequency $N_d >$ engine 150 of an axle 116", torque conversion at Point P_d can be performed from Point P_e by once changing into power the power equivalent to the field which attached hatching in drawing 8. In this conversion, since power is supplied to the motor 130 located in an upstream from the assistant motor 140 located in a downstream, circulation of power arises. It is equivalent to the power through which the field GU_3 common to the both sides of the fields GU_2 and AU_2 in drawing 8 circulates.

[0070] The hybrid vehicles of this example can be changed into the power which consists of the rotational frequency and torque of which the power outputted from the engine 150 was required, and can be outputted from an axle 116 as explained above (this operation mode is usually hereafter called run). In addition, it is also possible to suspend an

engine 150 and to run the assistant motor 140 as a source of power (this operation mode is hereafter called EV run). Moreover, it is also possible to carry out regeneration operation and to generate a motor 130 under the power of an engine 150, during a stop.

[0071] At the time of the run with the larger rotational frequency N_d of an axle 116 than the rotational frequency N_e of an engine 150, circulation of power arises and the operation efficiency of vehicles falls as shown in drawing 8. Although the above-mentioned explanation explained taking the case of the case where a change gear is in a direct connection state, in an accelerating integrated state, circulation of power arises similarly. What is necessary is to replace the rotational frequency N_e of an engine 150 by the rotational frequency N_c of the planetary carrier 123, and just to consider it in the above-mentioned explanation. In addition, circulation of power is generated when a sun gear 121 is reversed. According to the formula (2) shown previously, since the rotational frequency of a sun gear 121 is given by $(1+\rho_1)/\rho_1 \times N_c - N_d/\rho_1$, when the value of $(1+\rho_1)/\rho_1 \times N_c$ is smaller than the value of N_d/ρ_1 , circulation of power produces it strictly. The run state which is satisfied [with the following explanation] of these conditions, and circulation of power produces is called overdrive run. The hybrid vehicles of this example suppress circulation of power as much as possible, and they control and run a gear change mechanism according to a travel corridor so that operation efficiency may be improved.

[0072] Drawing 9 is explanatory drawing showing the situation of proper use in the various run modes in the hybrid vehicles of this example. The curve LIM in drawing shows the field which can run hybrid vehicles. The vehicle speed and torque perform EV run in a low field comparatively as illustrated. The vehicle speed and torque usually run in the field beyond a predetermined value. In the field WOD in drawing, it runs by the accelerating integrated state in principle, and runs in the state of direct connection in Field UE. For example, when the rolling-stock-run state changes along with the curve DD in drawing 10, after performing EV run at the beginning, it will shift to the run by the accelerating integrated state.

[0073] (3) Explain operation-control processing of operation-control processing; next the hybrid vehicles of this example. The hybrid vehicles of this example can run by various operation modes, such as EV run and a usual run, as explained previously. CPU in a control unit 190 (only henceforth "CPU") judges operation mode according to a rolling-stock-run state, and performs control of an engine 150, a motor 130, the assistant motor 140, a clutch 210, and a brake 220 about each mode. These control is performed by performing various control manipulation routines periodically. Below, the contents of torque control processing are usually explained about run mode among such operation modes.

[0074] Drawing 10 is usually the flow chart of the torque control routine at the time of a run. If this processing is started, CPU will set up the power P_d which should be outputted from a driving shaft 112 (Step S10). This power is set up based on the amount of treading in and the vehicle speed of an accelerator which were detected by the accelerator pedal position sensor 165. The power P_d which should be outputted from a driving shaft is expressed with the product of rotational frequency N_d^* of a driving shaft 112, and target torque T_d^* . Rotational frequency N_d^* is a parameter equivalent to the vehicle speed. Target torque T_d^* is beforehand set up as a table according to accelerator opening and the vehicle speed.

[0075] Next, the charge-and-discharge power P_b and the auxiliary machinery drive power P_h are computed (Steps S15 and S20). In the charge-and-discharge power P_b , it is the power which the charge and discharge of a battery 194 take, and when a battery 194 needs to be charged, a positive value and a value negative when it is necessary to discharge are taken. In the auxiliary machinery drive power P_h , it is the power which is needed since auxiliary machinery, such as an air-conditioner, is driven. In this way, total of the computed power serves as the demand power P_e (Step S25).

[0076] Next, CPU sets up the operation point of an engine 150 based on the demand power P_e set up in this way (Step S30). The operation point means the target rotational frequency N_e of an engine 150, and the combination of the target torque T_e . The operation point of an engine 150 gives priority to and sets up the operation efficiency of an engine 150 fundamentally according to the map defined beforehand.

[0077] Drawing 11 is explanatory drawing showing the relation between the operation point of an engine, and operation efficiency. The operational status of an engine 150 is shown [the rotational frequency N_e] for Torque T_e in the horizontal axis for the vertical axis. The curve B in drawing shows the critical range which can operate an engine 150. α_6 shows the operation point with which the operation efficiency of an engine 150 becomes fixed from the curve α_1 . Operation efficiency becomes low at the order of α_1 to α_6 . Moreover, the line which becomes respectively fixed [C_3 / the power (rotational frequency x torque) outputted from an engine 150] from a curve C_1 is shown.

[0078] According to a rotational frequency and torque, operation efficiency is greatly different as an engine 150 is illustrated. In outputting the power which is equivalent to a curve C_1 from an engine 150, the operation point (a rotational frequency and torque) equivalent to A1 point of drawing becomes the most efficient. In outputting the power

which is equivalent to curves C2 and C3 similarly, the case where it operates by A2 point of drawing and A3 point becomes the most efficient. Selection of the operation point which should be outputted and with which operation efficiency becomes high most for every power obtains the curve A in drawing. This is called performance curve. [0079] By setup of the operation point in Step S30 of drawing 10, the performance curve A called for experimentally beforehand is memorized as a map to ROM in a control unit 190, and the target rotational frequency N_e of an engine 150 and the target torque T_e are set up by reading the operation point according to the demand power P_e from this map. By carrying out like this, the high operation point of efficiency can be set up about an engine 150.

[0080] In this way, according to the operation point of the set-up engine 150, CPU performs change-gear-ratio change control processing (Step S100). This processing is processing which changes the integrated state of a gear change mechanism to an accelerating integrated state (the integrated state B of drawing 2) in the state of direct connection (the integrated state C of drawing 2) according to a hybrid rolling-stock-run state. The detail of the contents of processing is mentioned later.

[0081] Next, CPU judges whether a gear change mechanism is an accelerating integrated state (Step S200), and CPU sets up the torque of a motor 130 and the assistant motor 140, and the instruction value of a rotational frequency according to the integrated state (Steps S205 and S210). When it is not an accelerating integrated state, in the case of a direct connection state, an instruction value is set up as follows (Step S205). Target rotational frequency $N1^*$ of a motor 130 is set up in the formula (2) shown previously by substituting target rotational frequency N_d^* of a driving shaft 112, and engine-speed N_e^* . In the formula (2), although it was also possible to have asked by substituting target torque T_d^* of a driving shaft 112 and engine target torque T_e^* , target torque $T1^*$ of a motor 130 set up target torque $T1^*$ of a motor 130 by this example, with the proportional-plus-integral control based on the deflection of target rotational frequency $N1^*$ and the actual rotational frequency $N1$ so that a rotational frequency could be controlled with a precision sufficient to the above-mentioned desired value. Target rotational frequency $N1^*$ of a motor 130 and target torque $T1^*$ are set up as the following formula (5).

$$N1^* = (1 + \rho_1) / \rho_1 \times N_e^* - N_d^* / \rho_1;$$

$$T1^* = K1 \times (N1^* - N1) + K2 \times \text{sigma} (N1^* - N1) \dots (5)$$

[0082] Here, ρ_1 is the gear ratio of a planetary gear 120. Moreover, $K1$ and $K2$ in the formula of target torque $T1^*$ are the gain in proportional-plus-integral control, respectively. The gain of a proportional [as opposed to the deflection of a rotational frequency in $K1$] and $K2$ are equivalent to the gain of the integration term of the deflection of a rotational frequency. Such gain can be beforehand set up by experiment etc. in consideration of the stability of control, and responsibility. Since it is the technology of the common knowledge about proportional-plus-integral control, the detailed explanation beyond this is omitted.

[0083] The operation point of the assistant motor 140 is set up as follows. Target rotational frequency $N2^*$ of the assistant motor 140 is equal to target rotational frequency N_d^* of a driving shaft 112. Moreover, target torque $T2^*$ is set up so that the difference of the direct torque transmitted to a driving shaft 112 through a planetary gear 120 from an engine 150 and target torque T_d^* of a driving shaft 112 may be compensated. In addition, since the direct torque from an engine 150 is changed by torque $T1^*$ of a motor 130, it searches for direct torque using torque $T1^*$ set up by the upper formula (5) here. If $T1^*$ is substituted for the torque T_s of a sun gear in the formula (1) shown previously, direct torque can be searched for with " $T1^* / \rho_1$." As mentioned above, target rotational frequency $N2^*$ of the assistant motor 140 and target torque $T2^*$ are set up as the following formula (6).

$$N2^* = N_d^*;$$

$$T2^* = T_d^* - T1^* / \rho_1 \dots (6)$$

[0084] On the other hand, in the case of an accelerating integrated state, an instruction value is set up as follows (Step S210). The rotational frequency of an engine 150 " $1 + \rho$ " Doubles the gear ratio of a planetary gear 200 by operation of ρ , then a gear change mechanism, and it is transmitted to a planetary gear 120. Therefore, in an upper formula (5) and (6), the operation point of a motor 130 and the assistant motor 140 is set up by replacing with rotational frequency N_e^* of an engine and substituting " $(1 + \rho) N_e^*$." Each operation point is set up as the following formula (7).

$$N1^* = (1 + \rho_1) / \rho_1 \times (1 + \rho) N_e^* - N_d^* / \rho_1;$$

$$T1^* = K1 \times (N1^* - N1) + K2 \times \text{sigma} (N1^* - N1); N2^* = N_d^*;$$

$$T2^* = T_d^* - T1^* / \rho_1 \dots (7)$$

[0085] In this way, based on the torque instruction value and rotational frequency instruction value which were set up, CPU controls operation of a motor 130, the assistant motor 140, and an engine 150 (Step S215). Operation-control processing of a motor can apply well-known processing as control of a synchronous motor. In this example, control by the so-called proportional-plus-integral control is performed. That is, the present torque of each motor is detected and the voltage instruction value impressed to each phase is set up based on deflection and a target rotational frequency with target torque. The voltage value impressed is set up according to the proportional of the above-mentioned

deflection, and an integration term. As for the gain concerning each term, a suitable value is set up by experiment etc. In this way, the set-up voltage is replaced by the duty of switching of the transistor inverter which constitutes the drive circuit 191,192, and is impressed to each motor by the so-called PWM control.

[0086] By controlling switching of the drive circuit 191,192, CPU controls directly operation of a motor 130 and the assistant motor 140 as above-mentioned. On the other hand, operation of an engine 150 is processing which EFIECU170 carries out actually. Therefore, CPU of a control unit 190 is outputting the information on the operation point of an engine 150 to EFIECU170, and controls operation of an engine 150 indirectly.

[0087] By performing the above processing periodically, the hybrid vehicles of this example can be changed into the rotational frequency and torque of a request of the power outputted from the engine 150, and can output and run from a driving shaft.

[0088] Next, change-gear-ratio change control processing is explained. Drawing 12 is the flow chart of a change-gear-ratio switch control routine. If this routine is started, CPU will read the target operation point of a driving shaft 112, i.e., target rotational frequency Nd^* , and target torque Td^* (Step S102). Next, based on the target operation point of a driving shaft 112, it judges whether CPU needs the change of a change gear ratio (Step S104). A judgment is performed by to any a rolling-stock-run state shall correspond between the field UD previously shown by drawing 9, and Field OD. An example explains judgment of a change.

[0089] Drawing 13 is explanatory drawing showing judgment of the change to an accelerating integrated state from a direct connection state. Curve DU shows the vehicle speed in a hybrid rolling stock run, and an example of changes of torque. When running by this locus, vehicles output bigger torque than running resistance DD, and are accelerated. An output torque declines with acceleration and it runs regularly at the speed with which an output torque and running resistance DD balanced soon. The change to an accelerating integrated state from a direct connection state is produced, for example in process of such acceleration. When it changes as the rotation state of a driving shaft 112 is shown with change of the vehicle speed by the arrow in drawing, and it results in the boundary point PD 1 of Field UD and Field OD, CPU is judged to be the power which performs the switch to an accelerating integrated state.

[0090] Drawing 14 is explanatory drawing showing judgment of the change from an accelerating integrated state in the direct connection state. Curve DD is the relation between the vehicle speed in the state where the regular run of the road without inclination is carried out, and torque. The state where the regular run is carried out by a certain vehicle speed is equivalent to the point PO0 in drawing. If an operator breaks in an accelerator during a run in this state, the output torque of vehicles will increase, as shown in the curve DO in drawing, and vehicles will be accelerated. The change in the direct connection state from an accelerating integrated state is produced, for example in such a process. When the rotation state of a driving shaft 112 changes according to the arrow in drawing and it results in the boundary point PO1 of Field OD and Field UD, CPU is judged to be the power which performs a change in the direct connection state.

[0091] Thus, CPU judges the need for a change based on whether a rolling-stock-run field shifts between Field UD and Field OD. In addition, in this example, in order to avoid that the change of a change gear ratio is performed frequently, the fixed hysteresis is given to judgment processing of a change. That is, the change to an accelerating integrated state from a direct connection state judges that a change is required, when it results in the predetermined boundary line UL set up in the field OD in drawing 13. When it results in the predetermined boundary line HL from an accelerating integrated state to a direct connection state which changed and was set up in the field UD in ** and drawing 14, it is judged that a change is required. In consideration of the fall of the degree of comfort produced by the operation efficiency of vehicles, or frequent change etc., the width of face of a hysteresis, i.e., the position of Curves UL and HL, can be set up arbitrarily.

[0092] in Step S104, when it is judged that a change is required, change processing performs -- having (Step S106) -- a change -- when it is judged that it is unnecessary, this processing is skipped and a change-gear-ratio change control routine is ended It is the integrated state to which the accelerating integrated state (integrated state B) turned OFF the clutch 210, and turned ON the brake 220 as shown in drawing 2. It is the integrated state to which the direct connection state (integrated state C) turned ON the clutch 210, and turned OFF the brake 220. The change between both is performed through the so-called half-clutch state. The change in the direct connection state from an accelerating integrated state is performed by increasing the oil pressure of a clutch 210 gradually, reducing the oil pressure of a brake 220 gradually. The change to an accelerating integrated state from a direct connection state is conversely performed by reducing the oil pressure of a clutch 210 gradually, increasing the oil pressure of a brake 220 gradually. Of course, since it passes the state (the integrated state D in drawing 2) where the both sides of a clutch 210 and a brake 220 were once turned OFF, it does not matter as what changes in the mode which turns either ON.

[0093] According to the hybrid vehicles of this example explained above, hybrid vehicles can be operated at high efficiency by switching a change gear ratio according to the operational status of vehicles. Hereafter, this effect is

explained.

[0094] Drawing 15 is explanatory drawing showing the situation of the torque conversion at the time of an overdrive run. It is equivalent to the torque conversion explained by drawing 8. The case where the power of a rotational frequency N_d and Torque T_d is outputted from a driving shaft is considered like drawing 8. Drawing 8 showed the situation of torque conversion in case an engine is operated the point P_e in drawing 15. Here, the situation of the torque conversion in an accelerating integrated state is shown. The operation point of an engine 150 is not concerned with a change gear ratio, but is set up on the intersection of demand power and a performance curve A (refer to drawing 11). Therefore, as for an engine 150, an accelerating integrated state is also operated at Point P_e . However, in an accelerating integrated state, since it accelerates a rotational frequency with a change gear, the power inputted into a planetary gear 120 turns into power equivalent to the point P_{e1} in drawing. That is, the rotational frequency N_{e1} of the power inputted is higher than the rotational frequency N_e of Point P_e , and torque T_{e1} becomes lower than the torque T_e of Point P_e .

[0095] If this power is inputted, hybrid vehicles will perform torque conversion as well as drawing 8 having shown by operation of a planetary gear 120, a motor 130, and the assistant motor 140. The power which is equivalent to the area of field $GU2'$ in drawing 15 among the power outputted from an engine 150 is once replaced by power as already explained. Moreover, the power equivalent to the area of field $AU2'$ in drawing is consumed by the motor 130. In this torque conversion, circulation of the power equivalent to the area of field $GU3'$ in drawing 15 arises.

[0096] Here, drawing 8 is compared with drawing 15. Circulation of the power which corresponds when torque conversion is carried out in the state of direct connection, and is equivalent to the area of a field $GU3$ produces drawing 8. Circulation of the power which corresponds when torque conversion is carried out by the accelerating integrated state, and is equivalent to the area of field $GU3'$ produces drawing 15. Field $GU3'$ has an area smaller than a field $GU3$ a passage clear from both comparison. That is, the circulating power can be suppressed by carrying out torque conversion by the accelerating integrated state.

[0097] Thus, the hybrid vehicles of this example can bring the rotational frequency of the power inputted into a planetary gear 120 from an engine 150, and torque close to the target rotational frequency N_d and the target torque T_d of a driving shaft 112 by carrying out torque conversion by the accelerating integrated state at the time of an overdrive run. Consequently, the circulating load of the power produced in torque conversion can be suppressed, and the operation efficiency of vehicles can be improved.

[0098] In addition, it is also possible to avoid generating of circulation of power with some change gear ratio. If the change gear ratio at the time of accelerating is enlarged, the power inputted into a planetary gear 120 can be accelerated to the operation point P_e of an engine 150 to the rotational frequency equivalent to the point P_{e2} in drawing 15. The rotational frequency N_d of a driving shaft 112 is lower than the rotational frequency of a point P_{e2} . Therefore, torque conversion performed in this state will be performed in the same mode, and circulation of power is not produced as drawing 7 explained previously. If such a change gear ratio is set up, also at the time of an overdrive run, generating of circulation of power can be avoided and hybrid vehicles can be operated at still higher efficiency.

[0099] The hybrid vehicles of this example can improve operation efficiency by switch of a change gear ratio not only at the time of an overdrive run but at the time of an undershirt drive run. Drawing 16 is explanatory drawing showing the situation of the torque conversion at the time of an undershirt drive run. It is equivalent to the torque conversion explained by drawing 7. The case where the power of a rotational frequency N_d and Torque T_d is outputted from a driving shaft is considered like drawing 7. Drawing 7 showed the situation of torque conversion in case an engine is operated the point P_e in drawing 15. Here, when not switching the change gear ratio according to the rolling-stock-run state, the situation of the torque conversion at the time of maintaining an accelerating integrated state also at the time of an undershirt drive run is shown. In an accelerating integrated state, since it accelerates a rotational frequency with a change gear, the power inputted into a planetary gear 120 turns into power equivalent to the point P_{e3} in drawing.

[0100] Hybrid vehicles perform torque conversion as well as drawing 7 having shown to this power by operation of a planetary gear 120, a motor 130, and the assistant motor 140. The power which is equivalent to the area of field $GU1'$ in drawing 16 among the power outputted from an engine 150 is once replaced by power as already explained. Moreover, the power equivalent to the area of field $AU1'$ in drawing is consumed by the motor 130.

[0101] Here, drawing 7 is compared with drawing 16. Drawing 7 corresponds, when torque conversion is carried out in the state of direct connection, and the power which is replaced and is once transmitted to power is equivalent to the area of a field $GU1$. Drawing 16 corresponds, when torque conversion is carried out by the accelerating integrated state, and the power which is replaced and is once transmitted to power is equivalent to the area of field $GU1'$. In field $GU1'$, area becomes large rather than a field $GU1$ a passage clear from both comparison. That is, the power transmitted through conversion to power increases by carrying out torque conversion by the accelerating integrated state at the time of an undershirt drive run. Generally in conversion with power and mechanical power, loss arises. Therefore, if the

power transmitted through conversion to power increases, the loss produced at the time of torque conversion will increase.

[0102] The hybrid vehicles of this example perform torque conversion in the state of direct connection at the time of an undershirt drive run. Therefore, vehicles can be operated at high efficiency to the case (equivalent to the point Pe3 in drawing 16) where torque conversion is always performed in the state of accelerating. In addition, it is good also as what slows down the power of an engine 150 at the time of an undershirt drive run, and is transmitted to a planetary gear 120. For example, the thing which slows down the power of an engine 150 to the rotational frequency equivalent to the point Pe4 in drawing 16, and is transmitted to a planetary gear 120, then the input rotational frequency to a planetary gear 120 approach the rotation state Pd of a driving shaft 112. Consequently, the power once replaced by power at the time of torque conversion can be further reduced rather than a direct connection state, and operation efficiency can be improved further.

[0103] By the hybrid vehicles of this example, the advantage of becoming easy to output high power is also produced as by considering as a direct connection state at the time of undershirt drive combination shows below. By the hybrid vehicles of this example, a **** limit exists and the upper limit of the rotational frequency of an engine 150 is defined according to the vehicle speed as drawing 6 explained previously. Here, the case where it is running by the vehicle speed VL under time of a low-speed run, for example, drawing 6, is considered. Based on the **** limit shown with the dashed line in drawing 6, the upper limit rotational frequency of an engine 150 turns into a rotational frequency equivalent to a point PL 2 at an accelerating integrated state. In the state of direct connection, the upper limit rotational frequency of an engine 150 turns into a rotational frequency equivalent to a point PL 1 based on the **** limit shown as the solid line in drawing 6. The upper limit rotational frequency in a direct connection state is higher than the upper limit rotational frequency in an accelerating integrated state as illustrated. Generally, the output of an engine 150 increases as a rotational frequency increases. Therefore, as a result of an upper limit rotational frequency's being restricted by the above-mentioned **** limit, power with the bigger direct connection state than an accelerating integrated state can be outputted. By the hybrid vehicles of this example, in the travel corridor as which high torque is required, it operates in the state of direct connection as shown in drawing 9. Thus, by switching a change gear ratio, the power according to the demand can be outputted from an engine 150, the power consumption of a battery 194 can be held down, and vehicles can be operated.

[0104] By the various operations explained above, the hybrid vehicles of this example can realize operation at high efficiency by switching a change gear ratio according to a rolling-stock-run state. In addition, in order to realize operation at high efficiency, it is necessary to set up a change gear ratio appropriately by the method shown below.

[0105] Drawing 17 is explanatory drawing showing the setting method of a change gear ratio. Rotational frequency difference ΔN of I/O of a planetary gear 120 was taken along the horizontal axis, and the operation efficiency at the time of torque conversion was taken and shown in the vertical axis. Rotational frequency difference ΔN is "the rotational frequency of the rotational frequency-starter ring 124 of the planetary carrier 123." The case where rotational frequency difference ΔN is positive is equivalent to an undershirt drive side, and a negative case is equivalent to an overdrive side. Since circulation of power arises, by the overdrive side, operation efficiency becomes low, as drawing 15 showed. The circulating load of power increases as the absolute value of rotational frequency difference ΔN becomes large, and operation efficiency becomes low gradually. In an undershirt drive side, since circulation of power does not arise, operation efficiency is comparatively high. However, since the power once transmitted through the substitution to power increases as a rotational frequency difference becomes large, the loss at the time of torque conversion increases, and operation efficiency falls gradually.

[0106] A change gear ratio is set up based on the relation between operation efficiency and rotational frequency difference ΔN . First, the operation efficiency of the target which vehicles realize is set up. Next, the range of rotational frequency difference ΔN which can realize target operation efficiency is set up. If target operation efficiency is set up from the relation between a rotational frequency difference and operation efficiency as shown in drawing 17, the range of rotational frequency difference ΔN which should be realized can be set up between ΔN_2 - ΔN_3 . This range cannot be overemphasized by that it is different according to the composition of hybrid vehicles.

[0107] What is necessary is just to set up a change gear ratio so that rotational frequency difference ΔN may be restored to the above-mentioned target ranges ΔN_2 - ΔN_3 in a hybrid rolling-stock-run field. For example, when hybrid vehicles are running by the maximum vehicle speed, the rotational frequency difference in the case of performing torque conversion in the state of direct connection shall be expressed with ΔN_1 in drawing 17. If it asks for the change gear ratio from which this rotational frequency difference is set to ΔN_2 , the change gear ratio by the side of accelerating will be set up. An undershirt drive side can set up a change gear ratio similarly. When the rotational frequency difference realized by the travel corridor by the side of an undershirt drive is smaller than ΔN_3 ,

it becomes securable [operation efficiency sufficient in just the direct connection state].

[0108] A change gear ratio can be set up according to the relation between operation efficiency and rotational frequency difference ΔN in this way. Although the example showed the case where a change gear ratio was switched in two stages of an accelerating integrated state and a direct connection state, not only this but various setup is possible for a change gear ratio. It can also consider as a setup switched in the state of a slowdown state and direct connection, and can also switch by the three-stage of accelerating, a slowdown, and direct connection. Moreover, it is good also as what is switched to an accelerating and slowdown side with the change gear ratio of a multi-stage story.

[0109] By above-mentioned hybrid vehicles, the case where a change gear ratio was changed according to the gear change mechanism which used the planetary gear 200 was illustrated. In the example, the case where the clutch 210 which combines an engine 150 with a brake 220 and the planetary carrier 203, combines the planetary carrier shaft 206 with the sun gear 201 of a planetary gear 200 at a starter ring 204, and combines the planetary carrier 203 and a starter ring 204 further was formed was illustrated. Combination of a planetary gear 200 and each element can take not only this but various modes.

[0110] Drawing 18 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles as the 1st modification. Here, only the element which exchanges power was shown. Electric system, such as a control unit and a drive circuit, omitted illustration. Combination of each element to a planetary gear 200 is different to the composition of an example (drawing 1). In the 1st modification, the planetary carrier shaft 206 is combined with an engine 150 and the planetary carrier 203, and a brake 220 is combined with a sun gear 201 at a starter ring 204. Moreover, the clutch 210 which combines the planetary carrier 203 and a sun gear 201 is formed. Other composition is the same as an example.

[0111] By the hybrid vehicles of the 1st modification, an engine 150 is combinable with a planetary gear 120 like an example by turning OFF a clutch 210 and turning ON a brake 220 with a predetermined change gear ratio. According to the formula (1) shown previously, since there is a relation " $xNs [Nc = \rho / (1 + \rho)]$ " Unrelated, the change gear ratio realized is set to " $(1 + \rho) / \rho$." Therefore, by the hybrid vehicles of the 1st modification, a different change gear ratio from the hybrid vehicles of an example can be realized, without changing the change gear ratio of a planetary gear 200. Although illustration is omitted, the combination with a planetary gear 200 and each element can take not only the example shown in an example and the 1st modification but various combination.

[0112] In an example and the 1st modification, the case where the gear change mechanism which used the planetary gear 200 was made to intervene between an engine 150 and a planetary gear 120 was illustrated. A gear change mechanism can also be prepared in the downstream of a planetary gear 120. Drawing 19 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles as the 2nd modification. Here, only the element which exchanges power was shown. Electric system, such as a control unit and a drive circuit, omitted illustration. The joint part of a planetary gear 200 is different to the composition of an example (drawing 1). That is, in the 2nd modification, the planetary carrier 203 of the planetary gear 200 which constitutes a gear change mechanism was combined with the starter ring 124 of the planetary gear 120 which constitutes a power adjusting device. Moreover, the starter ring 204 of a planetary gear 200 was combined with the driving shaft 112. Other composition is the same as an example.

[0113] The hybrid vehicles of the 2nd modification are equivalent to the composition between which the planetary gear 200 was made to be placed between a power adjusting device and a driving shaft 112. In this composition, if a change gear ratio is switched, it can change gears between the starter-ring shafts 125 and driving shafts 112 which were combined with the starter ring 124 of the planetary gear 120 which constitutes a power adjusting device. In the example, by changing gears, the difference with the target rotational frequency of a driving shaft 112 was reduced for the input rotational frequency of the planetary gear 120 in torque conversion, and improvement in operation efficiency was realized. On the other hand, in the 2nd modification, improvement in operation efficiency can be aimed at by changing gears by bringing the output rotational frequency of a planetary gear 120, i.e., the target rotational frequency of the starter-ring shaft 125, close to the target rotational frequency of an engine 150. Therefore, the same effect as an example can be acquired also according to the 2nd modification.

[0114] In addition, in the 2nd modification, the integrated state of each element to a planetary gear 200 cannot be overemphasized by that various modes can be taken. Moreover, it is also possible to take the composition which combines an example and the 2nd modification and prepares the both sides of the upstream of a planetary gear 120 and a downstream a gear change mechanism.

[0115] The composition of the equipment which performs torque conversion can also apply various modifications. In the above-mentioned example and the modification, the sun gear 121 of a planetary gear 120 was combined with the motor 130, the planetary carrier 123 was combined with the engine 150 side, and the starter ring 124 was combined with the motor 140 and the driving shaft 112. With this composition, circulation of power arises at the time of an

overdrive run as already explained. On the other hand, it is good also as what combines a motor 140 with an engine 150 side. This composition is explained as the 3rd modification.

[0116] Drawing 20 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles as the 3rd modification. Here, only the element which exchanges power was shown. Electric system, such as a control unit and a drive circuit, omitted illustration. The combination place of the assistant motor 140 is different to the hybrid vehicles of an example. That is, the assistant motor 140 is combined with the planetary carrier 123 of the planetary gear 120 which constitutes a power adjusting device by the hybrid vehicles of the 3rd modification. a planetary gear 120 -- being also good -- the assistant motor 140 will be combined with an upstream

[0117] This composition corresponds to the integrated state previously explained using drawing 25 . Therefore, circulation of power arises at the time of an undershirt drive run as drawing 26 and drawing 27 explained. Operation efficiency can be improved if a change gear ratio is controlled also by the 3rd modification to bring the rotational frequency of the power outputted from an engine 150 close to the target rotational frequency of a driving shaft 112. In addition, since circulation of power arises at the time of an undershirt drive run, if a change gear ratio is set up and controlled by the 3rd modification to maintain the relation in which the I/O rotational frequency of a planetary gear 120 is equivalent to an overdrive run, improvement in operation efficiency can be aimed at further. Also in the 3rd modification, various selections are possible about the integrated state of each element to the planetary gear 200 which constitutes a gear change mechanism, and the joint part of a planetary gear 200.

[0118] In the above-mentioned example, the case where the torque inverter used as a planetary gear 120 and a motor 130 power adjusting device was applied was illustrated. A power adjusting device adjusts the power inputted from the engine 150 to the power from which a rotational frequency differs at least by exchange of power, and means the equipment which can be transmitted. In the example, it can transmit to a starter-ring 124 side, changing the size of the power outputted from the engine 150 in the motor 130 combined with the planetary gear 120 power running or by carrying out regeneration operation and controlling the rotational frequency. If a power adjusting device is composition which does this operation so, it can apply various equipments. The case where the power adjusting device of composition of differing is applied is illustrated as the 4th modification.

[0119] Drawing 21 is explanatory drawing showing the outline composition of the hybrid vehicles of the 4th modification. The 2nd modification is replaced with a planetary gear 120 and a motor 130, and is different from an example in that the clutch motor 230 is used. Other composition is the same as the hybrid vehicles (refer to drawing 1) of the 1st example.

[0120] The clutch motor 230 is equipped with the inner rotor 232 and an outer rotor 234, and both are the motors for Rota which can rotate relatively. The output shaft of the planetary gear 200 which constitutes a gear change mechanism, i.e., the axis of rotation combined with the starter ring 204, is combined with the inner rotor 232. The outer rotor 234 is combined with the driving shaft 112. The assistant motor 140 is combined with the driving shaft 112 like the example.

[0121] The clutch motor 230 is constituted as a synchronous motor generator of opposite Rota, and is equipped with the inner rotor 232 which has two or more permanent magnets in a peripheral face, and the outer rotor 234 around which the three phase coil which forms rotating magnetic field was wound. It is relatively supported to revolve by both the outer rotor 234 and the inner rotor 232 possible [rotation]. The clutch motor 230 operates as a motor in which both do a rotation drive relatively according to the interaction of the magnetic field by the permanent magnet with which the inner rotor 232 was equipped, and the magnetic field formed with the three phase coil with which the outer rotor 234 was equipped, and operates also as a generator which makes the ends of the three phase coil wound around the outer rotor 234 by these interactions produce electromotive force depending on the case. An exchange of power with an outer rotor 234 is performed through the slip ring 118 and the drive circuit 191.

[0122] Since the both sides of the inner rotor 232 and an outer rotor 234 can rotate, the clutch motor 230 can transmit the power inputted from these one side to another side. If it carries out power running, using the clutch motor 230 as a motor, the rotational frequency transmitted to the shaft of another side can be increased. Taking out a part of power in the form of power, if regeneration operation is carried out as a generator, a rotational frequency can be reduced and power can be transmitted. Moreover, if power-running or regeneration operation is not performed, either, it will be in the state where power is not transmitted. This state is equivalent to the state where the mechanical clutch was made release. The torque inputted into the clutch motor 230 and the torque outputted are always equal a passage clear from an operation and a principle of reaction.

[0123] The torque conversion in the hybrid vehicles of this composition is explained. First, the case of "the target rotational frequency N_d of the rotational frequency $>$ driving shaft 112 of the inner rotor 232" is considered. In this case, a rotational frequency is reduced and power is transmitted so that regeneration operation of the clutch motor 230 may be carried out and the rotational frequency of an outer rotor 234 may turn into the target rotational frequency N_d .

Rather than the target torque T_d of a driving shaft 112, from a low, the torque transmitted by the clutch motor 230 carries out power running of the assistant motor 140, and adds torque. The power revived by the clutch motor is used for the power running of the assistant motor 140. In the case of "the target rotational frequency N_d of the rotational frequency $>$ driving shaft 112 of the inner rotor 232", since power is supplied to the assistant motor 140 located in a downstream from the clutch motor 230 located in an upstream, circulation of power is not produced.

[0124] Next, the case of "the target rotational frequency N_d of the rotational frequency $<$ driving shaft 112 of the inner rotor 232" is considered first. In this case, a rotational frequency is increased and power is transmitted so that power running of the clutch motor 230 may be carried out and the rotational frequency of an outer rotor 234 may turn into the target rotational frequency N_d . Since the torque transmitted by the clutch motor 230 is higher than the target torque T_d of a driving shaft 112, it carries out regeneration operation of the assistant motor 140, and applies a load. The power obtained by the assistant motor 140 is used for the power running of the clutch motor 230. In the case of "the target rotational frequency N_d of the rotational frequency $<$ driving shaft 112 of the inner rotor 232", since power is supplied to the clutch motor 230 located in an upstream from the assistant motor 140 located in a downstream, circulation of power arises.

[0125] According to the hybrid vehicles of the 4th modification, like the hybrid vehicles of an example, torque conversion can be carried out and the power outputted from an engine 150 can be outputted to the power which consists of various rotational frequencies and torque at a driving shaft 112 as explained above. In the process of torque conversion, the point that the power transmitted through conversion to power exists is the same as an example. Moreover, in a predetermined run state, the same is said of the point which circulation of power produces. Therefore, if a change gear ratio is controlled according to a run state so that the difference of the input rotational frequency of the clutch motor 230 and an output rotational frequency approaches, the operation efficiency of hybrid vehicles can be improved by the same operation as an example.

[0126] Also in the 4th modification, various integrated states can be taken like the modification explained in the power adjusting device using the planetary gear 120. Moreover, a power adjusting device can apply the various composition which can transmit power, changing a rotational frequency not only through the composition of an example and the 4th modification but through an exchange of power.

[0127] In the example shown above, the case where the gear change mechanism which used the planetary gear 200 was applied was illustrated. This gear change mechanism has the advantage which is a comparatively simple and small mechanism. However, this invention is not limited only to this gear change mechanism, and can apply various gear change mechanisms.

[0128] As mentioned above, although the gestalt of operation of this invention was explained, as for this invention, it is needless to say that it can carry out with the gestalt which becomes various further within limits which are not limited to the gestalt of such operation at all, and do not deviate from the summary of this invention. For example, by the hybrid vehicles of this example, although the gasoline engine 150 was used as an engine, the equipment used as the source of power of a diesel power plant and others can be used. Moreover, in this example, although the three phase synchronous motor was altogether applied as a motor, it is good also as a thing using the AC motor and DC motor of an induction motor and others. Moreover, although various control processings are realized in this example when CPU performs software, this control processing is also realizable in hard. Furthermore, although the case where a control unit 190 performed change control of a change gear ratio was shown as a gestalt of operation, it is also possible to constitute a switch with the mode switched manually or automatic and the switch in hand control from a selectable mode.

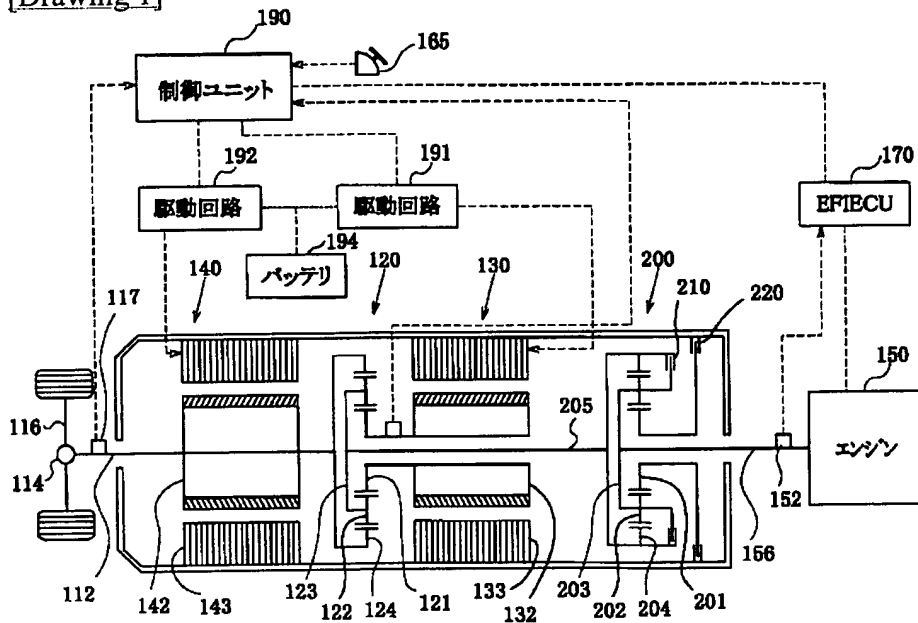
* NOTICES *

Japan Patent Office is not responsible for any damages caused by the use of this translation.

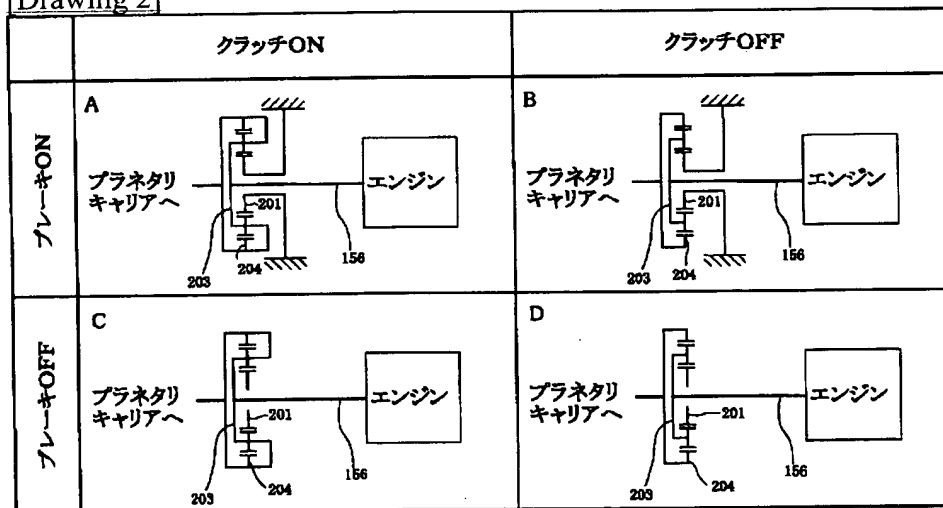
- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

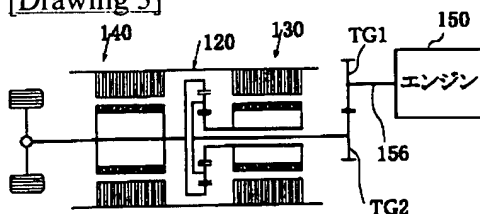
[Drawing 1]



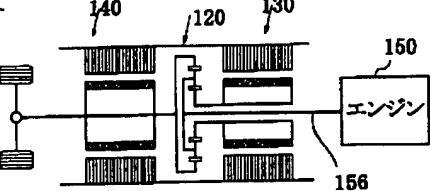
[Drawing 2]



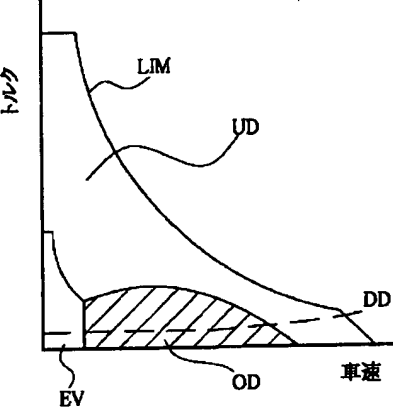
[Drawing 3]



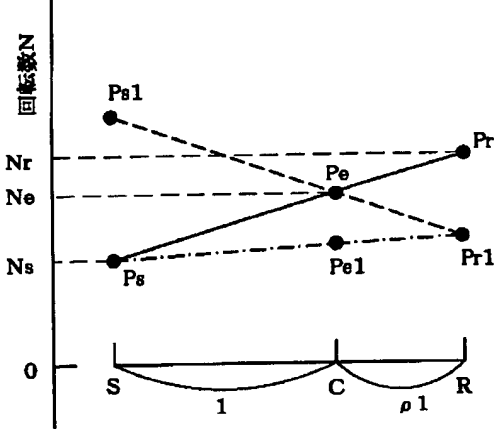
[Drawing 4]



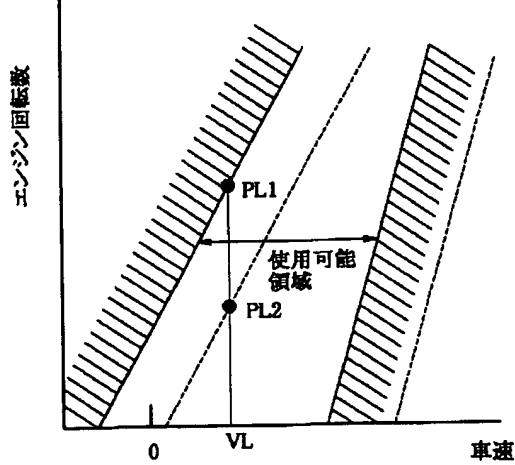
[Drawing 9]



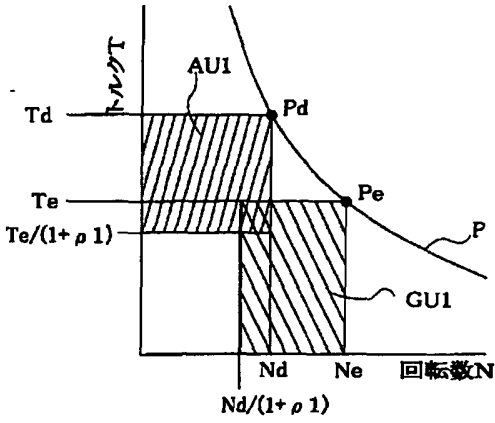
[Drawing 5]



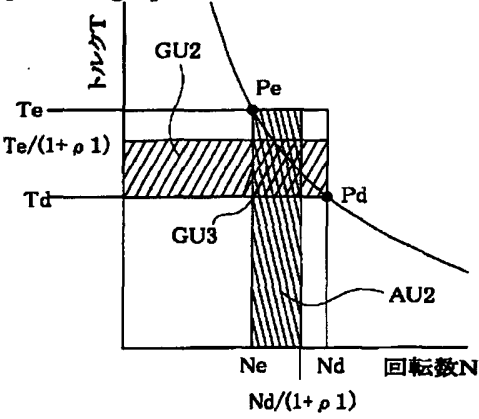
[Drawing 6]



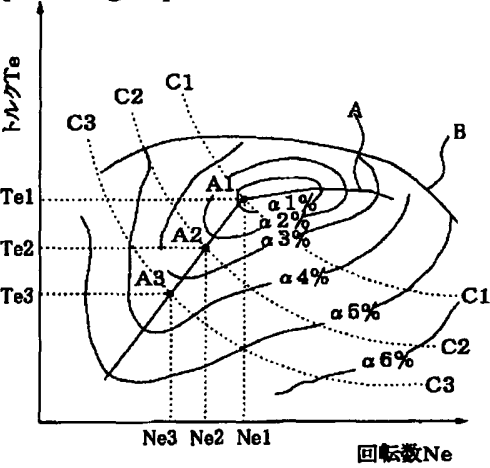
[Drawing 7]



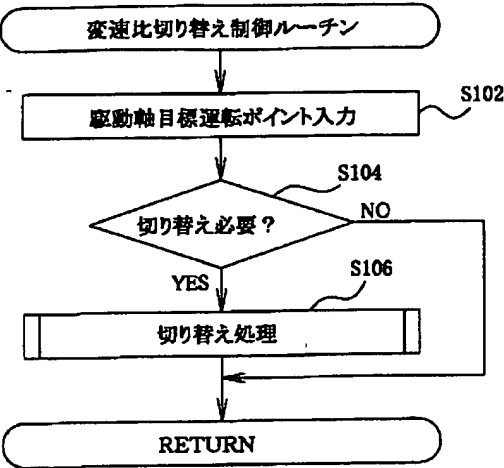
[Drawing 8]



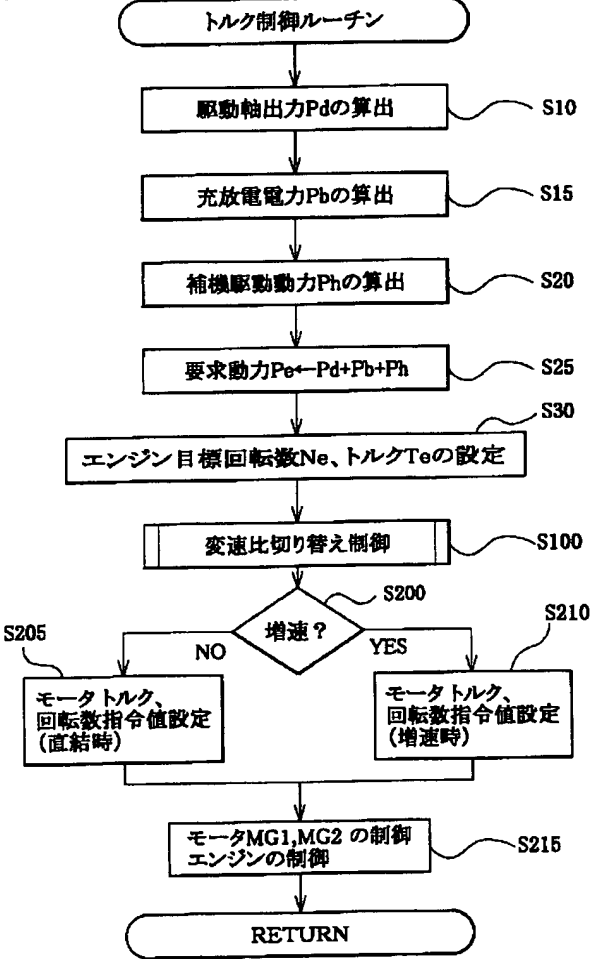
[Drawing 11]



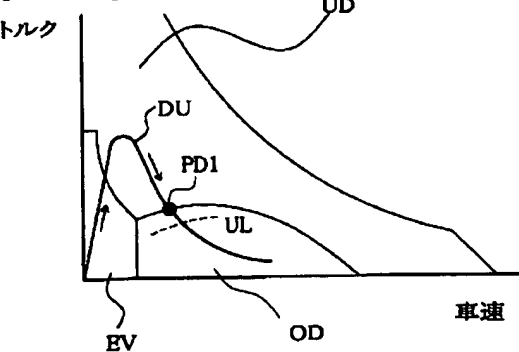
[Drawing 12]



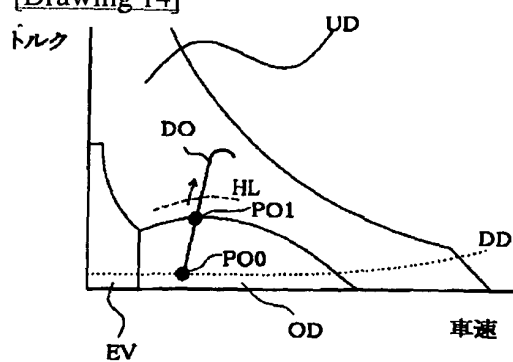
[Drawing 10]



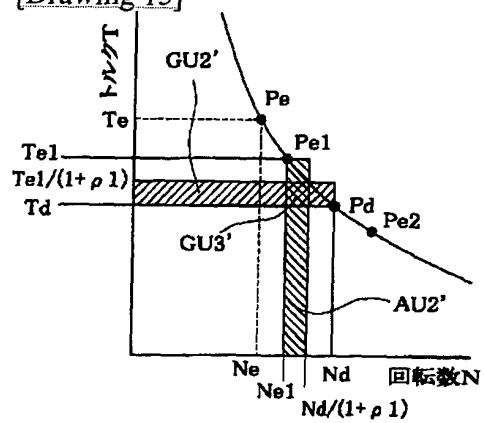
[Drawing 13]



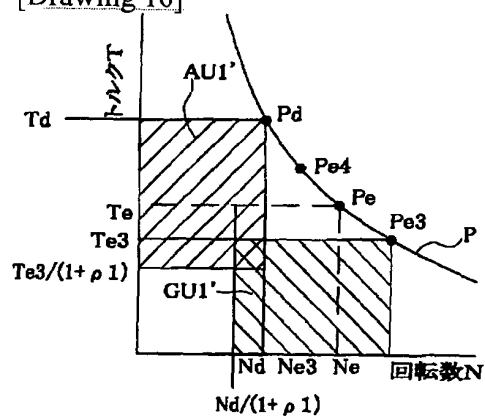
[Drawing 14]



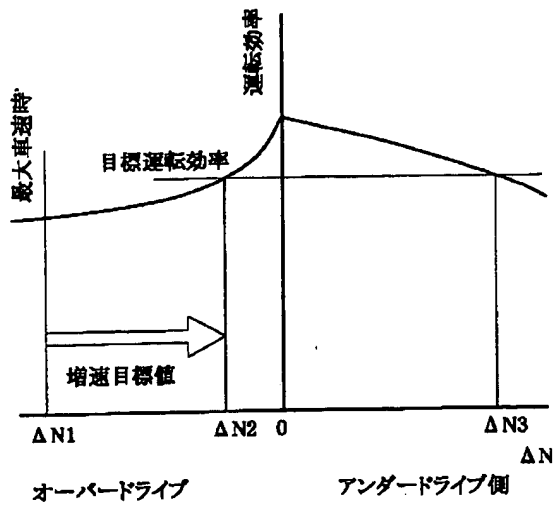
[Drawing 15]



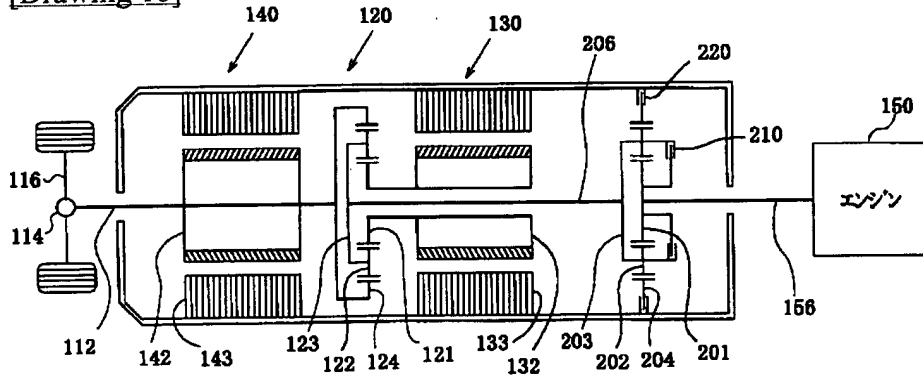
[Drawing 16]



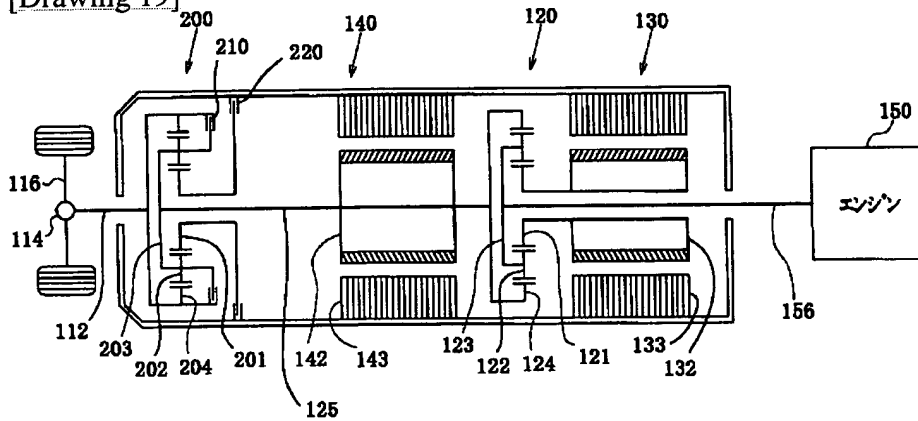
[Drawing 17]



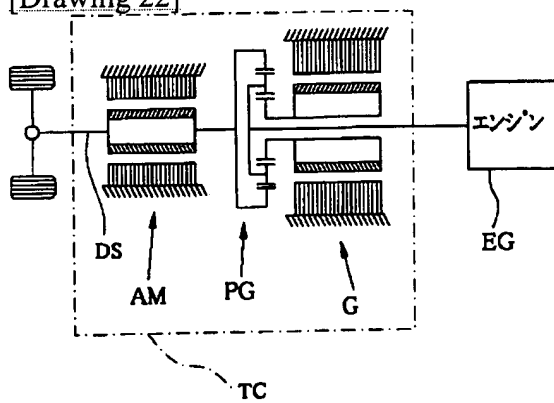
[Drawing 18]

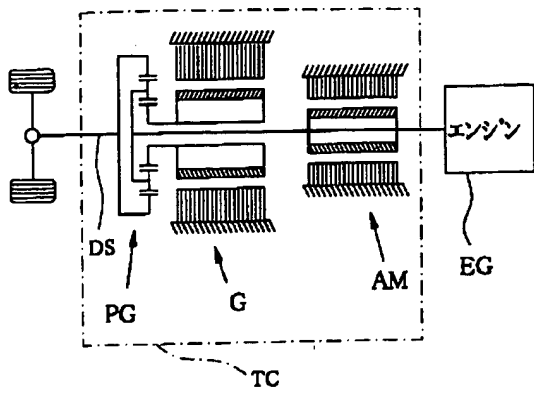


[Drawing 19]

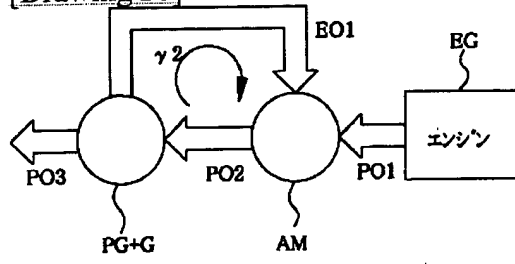


[Drawing 22]

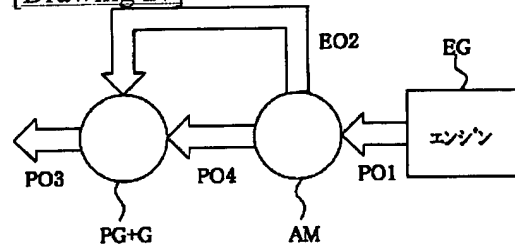




[Drawing 26]



[Drawing 27]



[Translation done.]